



TESIS - TM142501

**PENINGKATAN KINERJA KOLEKTOR SURYA TIPE
TRAPEZOIDAL ABSORBER PLATE MENGGUNAKAN
OBSTACLE BERBENTUK LIMAS YANG DISUSUN
SECARA *INLINE***

ARISTHA ZHAHROTUL K.

NRP 2114202006

Dosen Pembimbing:

Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2016



TESIS - TM142501

IMPROVING THE PERFORMANCE OF A TRAPEZOIDAL ABSORBER PLATE SOLAR COLLECTOR AIR HEATER USING PYRAMID OBSTACLE ARRANGED INLINE

ARISTHA ZHAHROTUL K.

NRP 2114202006

Supervisor:

Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

MAGISTER PROGRAM

ENERGY CONVERSION

DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2016

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Aristha Zhahrotul Khoiroh

Nrp. 2114202006

Tanggal Ujian: 19 Juli 2016

Periode Wisuda: September 2016

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

NIP. 195310191979031002

(Pembimbing)

2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME.

NIP. 195312191981031001

(Penguji)

3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.

NIP. 197104051997021001

(Penguji)

4. Ary Bachtiar, ST., MT., Ph.D.

NIP. 197105241997021001

(Penguji)

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Ir. Djauhar Manfaat, M.Sc., Ph.D.

NIP. 196012021987011001

**PENINGKATAN KINERJA KOLEKTOR SURYA TIPE *TRAPEZOIDAL*
ABSORBER PLATE DENGAN PENAMBAHAN *OBSTACLE* BERBENTUK
LIMAS YANG DISUSUN SECARA *INLINE***

Nama Mahasiswa : Aristha Zhahrotul Khoiroh
NRP : 2114202006
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

ABSTRAK

Ada beberapa cara untuk meningkatkan performansi dari kolektor surya pemanas udara, diantaranya adalah mengganti geometry dari absorber plat datar dan dengan adanya penambahan obstacle sebagai pengganggu aliran dalam saluran. Penelitian kali ini menggabungkan kedua cara tersebut dengan menggunakan absorber yang memiliki geometri berbentuk trapezoidal dan penambahan obstacle. Penambahan obstacle akan meningkatkan pressure drop, oleh karena itu desain dari ostacle akan berbentuk limas. Penelitian ini akan dilakukan dengan 2 cara yaitu secara numerik dengan software Gambit dan Fluent untuk simulasi numerik dan secara eksperimental. Sebelum tahapan studi numerik dilakukan, terlebih dahulu dilakukan perhitungan pra-desain untuk menentukan geometri trapezoidal yang paling optimum.

Simulasi akan dilakukan untuk aliran udara pada saluran dengan atau tanpa obstacle. Dimensi dari obstacle itu sendiri akan dibagi menjadi 3 macam, yaitu tipe 0.5; 0.4; 0.3. Susunan ostacle akan ditata secara inline dengan variasi ratio y/H adalah 1,3; 1; 0,7. Domain yang digunakan pada simulasi akan disesuaikan dengan eksperimen yaitu memiliki luasan cross section berupa trapezoidal. Studi eksperimen akan dilakukan secara artificial menggunakan lampu halogen di area indoor untuk menjaga agar kondisi saat penelitian tetap kostan. Penempatan alat ukur yang digunakan akan mengacu pada ASHRAE. Variasi lain untuk studi eksperimen adalah kecepatan udara masuk 2.62; 3.28; 3.93 dan 4.59 m/s, serta tiga macam variasi intensitas radiasi 520; 620 dan 720 W/m².

Dari simulasi numerik didapatkan distribusi temperature dan tekanan sepanjang saluran baik tanpa obstacle maupun dengan penambahan obstacle. Pada rangkaian penelitian simulasi didapatkan bahwa variasi dimensi yang tebaik adalah tipe 0.4, sedangkan untuk variasi jarak susun antar obstacle adalah $y/H = 1$ dengan nilai effectiveness yang paling tinggi. Pada tahap eksperimen menggunakan dimensi obstacle yang telah didapat dengan cara simulasi. Hasil yang didapatkan pada penelitian secara eksperimen adalah semakin rendah intensitas radiasi yang diberikan dan pada kecepatan fluida yang semakin tinggi tinggi, maka menghasilkan efisiensi yang semakin meningkat. Nilai efisiensi tertinggi sebesar 84.6% diperoleh pada intensitas rendah 520 W/m² dan pada dengan kecepatan yang tinggi 4.59 m/s.

Kata kunci: Kolektor Surya, Trapezoidal Absorber, Obstacles, Sejajar, Efisiensi.

**IMPROVING THE PERFORMANCE OF A TRAPEZOIDAL ABSORBER PLATE
SOLAR COLLECTOR AIR HEATER USING PYRAMID OBSTACLE ARRANGED
INLINE**

Name : Aristha Zhahrotul Khoiroh
NRP : 2114202006
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Supervisor : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

ABSTRACT

The ways to improve performance of solar air heater are using alternative geometry of absorber plate and adding the obstacles inside the channel. This study has a goal to know the effect of addition the obstacles inside trapezoidal absorber plate. The cross section area of the duct is trapezoidal. The enhancement of obstacles are chosen because it can increase the turbulence of the air flow and directs the flow into the absorber plate. Since the obstacle can increasing the pressure drop, it will be used obstacles with pyramid geometry. The current study will be conducted in two ways, they are numerically using Gambit and Fluent for numerical simulation and experimentally. Before start the simulation, firstly it has to choose the best geometry of absorber with some calculations method.

First step for numerical simulation is grid independency and choose the suitable viscous model. The simulation will be performed for air flow inside the duct with and without obstacles. There are three geometries of the obstacles: S, M, L. Obstacles will be arranged inline with three space variations between obstacles (y/H : 0,7; 1; 1,3). Numerical simulation aims to get the best geometry of obstacles and best space variation. Then, the best result numerical studies will continue to experiments. The experiments will be done indoor to maintain the fix condition with artificial methods. To replace the solar radiation, this experimental studies will be used 5 halogen lamps. The measurement devices will installed with ASHRAE's rule. The variations are using five different air flow rates (2.62; 3.28; 3.93 and 4.59 m/s) and three different radiation intensities (520; 620 and 720 W/m²).

Numerical simulation can be obtained the distributions of temperature and pressure along the duct with or without obstacles. From the simulation, we get the highest effectiveness value as the best obstacle, they are 0.4 type of dimension and ratio $y/H=1$. Moreover, this dimension and ratio y/H will be conducted experimentally. The result that can be aimed from experimental is the highest efficiency, which the value 84.6% reached by the lowest radiation intensity (520 W/m²) and highest velocity of fluid flow (4.59 m/s).

Keywords : Solar Collector, Trapezoidal Absorber, Obstacles, Inline, Efficiency.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, Tuhan penguasa alam, yang selalu melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga dapat menyelesaikan laporan tesis ini. Sholawat dan salam tetap kami panjatkan kepada Nabi Muhammad SAW sebagai suri tauladan kami.

Dalam penulisan laporan thesis ini tidak semata-mata karena kemampuan penulis, melainkan karena adanya bantuan dari berbagai pihak yang telah membantu penyusunan laporan thesis ini sehingga dapat terselesaikan dengan baik. Untuk itu pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada seluruh pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.. selaku dosen pembimbing tesis yang telah banyak memberikan bimbingan, arahan dan ilmu yang tak ternilai harganya.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng,PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS
3. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T selaku Dosen Wali
4. Kedua orang tua, suami, anak, serta segenap keluarga besar yang selalu memberikan doa dan motivasinya. Tanpa doa dan motivasi ini penulis tidak bisa menyelesaikan tesis ini dengan baik
5. Seluruh dosen Teknik Mesin yang telah memberikan ilmunya baik secara langsung maupun tidak langsung kepada penulis. Terima kasih banyak atas ilmu dan didikannya.
6. Rekan-rekan mahasiswa RKE 2014 yang telah memberikan bantuan dan motivasinya
7. Seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tesis ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulisan laporan thesis ini masih banyak kekurangan, oleh karena itulah demi kesempurnaan segala kritik dan saran sangat penulis harapkan. Akhir kata semoga laporan thesis ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua dalam pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Wassalamu'alaikumWr.Wb

Surabaya, Juli 2016

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	ii
ABSTRACT	iv
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR.....	viii
DAFTAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	3
1.3. Batasan Masalah.....	3
1.4. Tujuan Penelitian.....	3
1.5. Manfaat Penelitian.....	4
1.6. Sistematika Penulisan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1. Penelitian Terdahulu.....	6
2.1.1 Kajian Peningkatan Kinerja Solar Air Heater	6
2.1.2 Kajian Terkait Studi Numerik Solar Air Heater	10
2.2. Kolektor Surya sebagai Pemanas Udara.....	10
2.2.1. Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya.....	11
2.2.2. Tahanan Termal dan Perpindahan Panas pada Kolektor Surya	12
2.2.3. Analisa Qloss (panas yang hilang) pada Kolektor Surya.....	15
2.2.4. Analisa Q usefull (panas yang berguna) pada Kolektor Surya	15
2.2.5. Analisa Efisiensi Kolektor Surya	16
2.3. Parameter dalam Aliran	16
2.4. Konfigurasi Pengujian Kolektor Surya Fluida Udara.....	18
2.5. Honeycomb pada Saluran.....	18
2.6. Komputasi Fluida Dinamis.....	19
2.6.1. Kelebihan CFD.....	20
2.6.2. Kekurangan CFD.....	20

BAB III METODE PENELITIAN	21
3.1. Prinsip Kerja Solar Air Heater Yang Akan Diteliti.....	21
3.2. Tinjauan Pra-Desain Kolektor Surya Bentuk Trapezoidal	23
3.2.1. Perhitungan Luas Efektif.....	23
3.2.2. Perhitungan Panas Yang Berguna.....	24
3.3. Tinjauan Pra-Desain Untuk Obstacle	28
3.4. Rancangan Simulasi Numerik Menggunakan Cfd	30
3.4.1. Pre-Processing.....	30
3.4.2. Processing.....	31
3.4.3. Post-Processing.....	32
3.4.4. Grid Independency.....	32
3.5. Rancangan Eksperimen	34
3.5.1. Rancangan Skema Sistem Kerja.....	34
3.5.2. Parameter Yang Akan Diukur Dan Peralatan Penelitian.....	35
3.5.3. Langkah-Langkah Penelitian.....	40
3.6. Diagram Alir Penelitian.....	42
3.7. Grafik Yang Akan Dihasilkan.....	43
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Hasil Simulasi Numerik dan Pembahasan	44
4.2 Hasil eksperimen dan pembahasan	65
4.3 Perbandingan hasil eksperimen dengan hasil eksperimen peneliti lain.....	72
BAB V KESIMPULAN	
5.1 Kesimpulan.....	74
5.2 Saran.....	75
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Dimensi Pelat <i>Absorber</i> Bentuk <i>Trapezoidal</i>	22
Tabel 3.2 Nilai luasan efektif tiap sudut <i>trapezoidal</i>	24
Tabel 3.3 nilai F_{12-3} untuk beragam sudut trapesium.	26
Tabel 3.4 Nilai h_r untuk berbagai macam sudut gelombang.....	27
Tabel 3.5 Tipe <i>Obstacle</i>	29
Tabel 3.6 Variasi jarak antar <i>obstacle</i>	29
Tabel 3.7 Parameter <i>Boundary condition</i>	31
Tabel 3.8 Properties Fluida Udara.....	32
Tabel 3.9 Desain Simulasi.....	32
Tabel 3.10: Hasil simulasi antara lima <i>mesh</i> yang diuji.....	32
Tabel 3.11 Tabel variabel penelitian.....	36

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Perbandingan efisiensi tiga kolektor surya.....	6
Gambar 2.2 Grafik hasil Q_u pada berbagai variasi sudut....	7
Gambar 2.3 Skema efek bayangan pada plat	7
Gambar 2.4 Jenis <i>obstacle</i>	8
Gambar 2.5 Kenaikan temperatur terhadap intensitas radiasi matahari pada dua laju aliran udara	8
Gambar 2.6 Skema instalasi eksperimen	9
Gambar 2.7 Grafik efisiensi dan <i>pressure drop</i> pada tiap variasi sudut tekuk <i>obstacle</i>	9
Gambar 2.8 Grafik perbandingan model turbulen dengan hasil eksperimen.....	10
Gambar 2.9 Kolektor surya pemanas udara saluran dengan plat berbentuk <i>Trapezoidal</i> dan tahanan thermal	12
Gambar 2.10 Konveksi alami tipe <i>hot plate</i> $T_s > T_\infty$	13
Gambar 2.11: Konfigurasi pengujian kolektor surya fluida udara	18
Gambar 3.1: Skema sistem kerja <i>solar air heater</i> yang akan diteliti... ..	21
Gambar 3.2 Pelat <i>Absorber</i> Bentuk <i>Trapezoidal</i>	22
Gambar 3.3: Bentuk dan tipe-tipe <i>obstacle</i> (pandangan tampak depan)	28
Gambar 3.4: Gambar keterangan <i>ratio y/H</i>	29
Gambar 3.5: <i>Boundary condition</i>	31
Gambar 3.6: Skema penempatan <i>thermocouple</i> dan <i>pressure gauge</i>	34
Gambar 3.7 Gambar sistem eksperimen	34
Gambar 3.8 <i>Honeycomb</i>	36
Gambar 3.9 Lampu halogen	37
Gambar 3.10 <i>Blower</i>	37
Gambar 3.11 Rangkaian <i>Thermocouple</i>	37
Gambar 3.12: <i>Dimmer</i>	38
Gambar 3.13: <i>Thermo-infrared</i>	38
Gambar 3.14: Anemometer	38
Gambar 3.15: Pyranometer	39

Gambar 3.16 Manometer	39
Gambar 3.17 <i>Software temperature display</i>	40
Gambar 4.1 Grafik hasil data simulasi variasi dimensi <i>obstacle</i>	45
Gambar 4.2 Kontur temperatur variasi dimensi	47
Gambar 4.4 Kontur temperatur pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor temperatur pada masing-masing tipe <i>obstacle</i> ; (b) tampilan isometri tipe <i>obstacle</i> 0.4.	49
Gambar 4.5 Grafik hasil kontur temperatur sepanjang sumbu z.	49
Gambar 4.6 Kontur tekanan variasi dimensi (a) tanpa <i>obstacle</i> ; (b) tipe 0.5; (c) tipe 0.4; dan (d) tipe 0.3.....	51
Gambar 4.7 Kontur tekanan pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor tekanan pada masing-masing tipe <i>obstacle</i> ; (b) tampilan isometri tipe <i>obstacle</i> 0.4.....	53
Gambar 4.8 Fenomena terjadinya aliran sekunder dengan penampang sejajar sumbu z pada masing-masing tipe <i>obstacle</i>	54
Gambar 4.9 <i>Effectiveness</i> tiap variasi dimensi <i>obstacle</i>	55
Gambar 4.10 Grafik data hasil simulasi variasi jarak <i>obstacle</i> (a) ΔT & Q_u , (b)	56
Gambar 4.11 Kontur temperatur variasi dimensi (a) tanpa <i>obstacle</i> ; (b) $y/H=1.3$, (c) $y/H=1$, dan (d) $y/H=0.7$	58
Gambar 4.12 Kontur temperatur pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor temperatur pada masing-masing variasi jarak antar <i>obstacle</i> ; (b) tampilan isometri y/H 1	59
Gambar 4.13 Grafik hasil kontur temperatur sepanjang sumbu z.	60
Gambar 4.14 Kontur tekanan pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor tekanan pada masing-masing variasi jarak antar <i>obstacle</i> ; (b) tampilan isometri y/H 1	62
Gambar 4.15 Fenomena terjadinya aliran sekunder dengan penampang sejajar sumbu z pada masing-masing variasi jarak antar <i>obstacle</i>	63
Gambar 4.16 <i>Effectiveness</i> tiap variasi jarak antar <i>obstacle</i>	64
Gambar 4.17 Grafik emperatur <i>absorber</i> tiap titik pada masing-masing intensitas kecepatan 2.62 m/s	66

Gambar 4.18 Grafik temperatur cover glass tiap titik pada masing-masing variasi intensitas kecepatan 2.62 m/s	66
Gambar 4.19 Grafik perubahan temperatur pada tiap kecepatan	67
Gambar 4.20 Grafik perubahan tekanan pada tiap kecepatan.....	69
Gambar 4.21 Grafik energi yang hilang pada tiap kecepatan	70
Gambar 4.22 Grafik energi yang berguna (Q_u) pada tiap intensitas	71
Gambar 4.23 Grafik efisiensi pada tiap intensitas	72
Gambar 4.24 Grafik perbandingan efisiensi dengan hasil penelitian lain	73

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang

Perkembangan ilmu pengetahuan cukup pesat pada era saat ini. Salah satunya dengan adanya penelitian yang cukup besar dan banyak dilakukan yaitu di bidang energi terbarukan, salah satunya adalah di bidang pemanfaatan energi surya. Selain sebagai sumber energi bagi energi lain, energi surya dapat berpotensi untuk dimanfaatkan secara langsung sebagai sumber energi alternatif. Pemanfaatan energi surya ini dapat dilakukan secara termal maupun melalui energi listrik. Pemanfaatan secara termal dapat dilakukan secara langsung dengan membiarkan objek dikenai langsung pada radiasi matahari, atau menggunakan peralatan yang mencakup kolektor dan konsentrator surya.

Kalogirou 2004, menyatakan bahwa sistem pembangkit tenaga panas matahari menjadi salah satu alternatif yang cukup menjanjikan dengan efisiensi yang cukup besar yaitu diatas 40%. Dan tergolong cukup ekonomis diantara sumber energi terbarukan lainnya.

Sistem pengumpulan energi atau kolektor panas matahari dibagi menjadi 3 macam kategori, yaitu *concentrating collector* (terpusat), *non-concentrating collector* (tidak terpusat) dan *evacuated tube collector*. *Concentrating collector* merupakan kolektor panas matahari yang menggunakan bahan permukaan berupa cermin dan mampu memfokuskan sinar matahari dari area yang luas ke area yang kecil dimana bahan penyerap panasnya berada. Sedangkan *non-concentrating collector* merupakan kolektor panas matahari yang secara langsung menyerap panas pada permukaannya (Kalogirou, 2004). Penggunaan kolektor surya untuk menangkap panas memiliki beberapa keuntungan, yaitu bebas polusi selama proses konversi dari energi matahari menjadi energi lainnya, biaya pemeliharaan rendah, dan memiliki kerapatan daya yang paling tinggi dibanding energi pengganti bahan bakar fosil yang tidak dapat diperbaharui. Meskipun demikian, kolektor surya dengan desain yang sederhana yang menggunakan plat datar biasa memiliki kekurangan utama yaitu panas yang diserap oleh kolektor surya itu sendiri kurang optimum. Serta masih menyebabkan kerugian panas baik secara konveksi ataupun pantulan radiasi dari plat *absorber*.

Panas yang diserap oleh permukaan pada kolektor surya akan digunakan untuk memanaskan air atau udara. Kelebihan dari fluida kerja berupa udara adalah lebih ringan, tidak bermasalah dengan kebocoran dan memiliki sifat korosif yang rendah dibandingkan fluida air. Udara juga dapat digunakan secara langsung untuk proses pengeringan yang membutuhkan temperature rendah, misal pengeringan hasil pertanian, ikan dan lainnya. Kolektor pemanas udara (*Solar Air Heater*) ini menggunakan permukaan berupa plat sebagai penyerap panas (*absorber*) untuk menangkap cahaya matahari. Selanjutnya panas akan ditransfer ke fluida udara yang bekerja dibawah plat, kemudian diberi insulasi agar tidak terjadi *heat loss* yang besar.

Berbagai macam penelitian terkait dengan SAH telah banyak dilakukan. Menurut Incropera & DeWitt (2002), fluida gas memiliki nilai konduktivitas maupun koefisien perpindahan panas konveksi yang lebih rendah dibanding fluida cair, baik konveksi alami maupun paksa. Sehingga hal ini, mendasari para peneliti untuk meningkatkan efisiensi pada SAH. Salah satunya adalah dengan memodelkan penyerap panas kolektor SAH.

Karim & Hawlader (1006) telah membandingkan 3 macam bentuk plat penyerap yaitu *flat plate*, *finned* dan *v-corrugated*. Efisiensi tertinggi dimiliki oleh penyerap berbentuk *v-corrugated*. Selain itu, peingkatan koefisien perpindahan kalor dari plat ke udara juga dilakukan, yaitu dengan penambahan *fin* atau *baffle* atau *obstacle*. Akpinar, et el. (2010) telah meneliti SAH dengan penambahan obastacle berbentuk segitiga, daun dan persegi panjang yang dipasang pada saluran atau duct. Pada penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Ekadewi (2012) juga meneliti tentang penambahan *obstacle* berbentuk paruh pada saluran berbentuk *V-corrugated*. Pada penelitiannya didapatkan hasil optimum pada sudut paruh sebesar 30°.

Berdasarkan referensi-referensi tersebut, penulis berusaha untuk meningkatkan jumlah pantulan radiasi yang diserap oleh plat *absorber* dengan studi numerik dan juga secara eksperimen pada plat penyerap berbentuk *trapezoidal*. Dengan pertimbangan bahwa bentuk *trapezoidal* memiliki luasan yang lebih besar dibanding bentuk *v-corrugated* secara fisis. Sebelum penelitian secara numerik dan eksperimen dilakukan, terlebih dahulu dilakukan tinjauan pra-desain secara perhitungan untuk mendapatkan dimensi *trapezoidal* dan *obstacle* yang optimum. Penambahan *obstacle* pada saluran akan disusun secara *inlined*. Eksperimen akan dilakukan secara *artificial*,

yaitu menggunakan lampu halogen sebagai pengganti intensitas cahaya matahari. Dengan demikian diharapkan penggunaan *absorber* berbentuk *trapezoidal* dapat meningkatkan jumlah radiasi yang diserap oleh plat *absorber* sehingga meningkatkan performa dari kolektor surya itu sendiri.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan sebelumnya, maka permasalahan yang akan dibahas pada penelitian ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh variasi dimensi *obstacle* untuk mendapatkan tipe *obstacle* yang paling optimum.
2. Bagaimana pengaruh penambahan *obstacle* terhadap peningkatan temperatur fluida kerja dan efisiensi kolektor surya.
3. Bagaimana pengaruh perubahan laju aliran massa fluida inlet dan intensitas radiasi terhadap kinerja kolektor surya.

1.3 Batasan Masalah

Dalam perancangan kolektor surya dengan fluida kerja berupa udara ini memiliki ruang lingkup pembahasan yang ada akan dibatasi, diantaranya sebagai berikut :

1. Pengambilan data dilakukan pada kondisi *steady state*.
2. Rangkaian penelitian dilakukan pada *control volume* yang ditentukan.
3. Aliran udara yang mengalir di dalam *ducting* kolektor surya *uniform* pada sisi *inlet*, *steady state* dan *incompressible*.
4. Kaca penutup tidak menyerap energi.
5. Penggunaan bahan untuk *obstacle* adalah aluminium.
6. *Obstacle* hanya berfungsi sebagai pengarah aliran dan *vortex generator*
7. Data-data lain yang diperlukan dalam perencanaan dan analisa diambil sesuai dengan literatur yang relevan.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Meningkatkan efisiensi dengan cara menambahkan *obstacle* pada kolektor surya.
2. Mengetahui pengaruh penambahan dan jarak susunan *obstacle* terhadap peningkatan temperatur fluida kerja dan efisiensi kolektor surya.
3. Mengetahui pengaruh perubahan laju aliran massa fluida inlet dan intensitas radiasi terhadap kinerja kolektor surya.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari dilakukannya penelitian ini adalah :

1. Dapat mengurangi ketergantungan manusia terhadap penggunaan bahan bakar fosil dengan pengoptimalan energi alternatif yang sangat melimpah jumlahnya, yakni energi panas matahari.
2. Sebagai referensi desain untuk aplikasi nyata pemanfaatan teknologi untuk kepentingan masyarakat

1.6 Sistematika Penulisan

BAB I : Pendahuluan

Bab ini menjelaskan tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan, manfaat, batasan masalah serta sistematika penulisan dari perencanaan yang dilakukan.

BAB II : Dasar Teori

Bab ini menuliskan tentang tinjauan pustaka dan dasar teori tentang kolektor surya.

BAB III : Metodologi Penelitian

Bab ini menjelaskan tentang gambaran sistem kerja pada penelitian yang dilakukan, pra-desain kolektor surya dengan tipe *trapezoidal* dengan penambahan *obstacle* serta peralatan ukur dan instalasi yang digunakan pada penelitian yang dilakukan.

BAB IV : Hasil dan Pembahasan

Bab ini menjabarkan tentang hasil yang telah didapat setelah melakukan serangkaian penelitian, yang terdiri dari simulasi numerik dan eksperimen pada kolektor surya dengan penambahan *obstacle* berbentuk limas di dalamnya.

BAB V : Kesimpulan dan Saran

Bab ini menjelaskan tentang kesimpulan dari serangkaian penelitian yang telah dilakukan dan memberikan saran sehingga bisa dijadikan dasaran untuk penelitian selanjutnya agar lebih sempurna.

BAB II

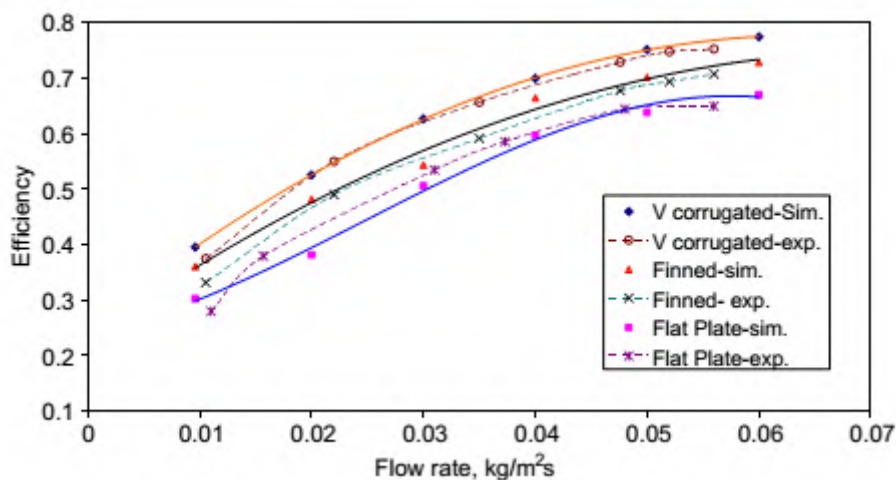
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian telah dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dan mengurangi kerugian panas yang dihasilkan dari kolektor plat datar. Diantaranya adalah mengubah bentuk *absorber* serta dengan adanya *obstacle* sebagai pengarah aliran. Berikut beberapa penelitian yang dijadikan sebagai acuan untuk penelitian ini yang berkaitan dengan peningkatan efisiensi dalam hal ini Q_u (*usefull energy*) dan perpindahan panas secara konveksi pada beberapa macam plat penyerap dan bentuk *obstacle* beserta susunannya.

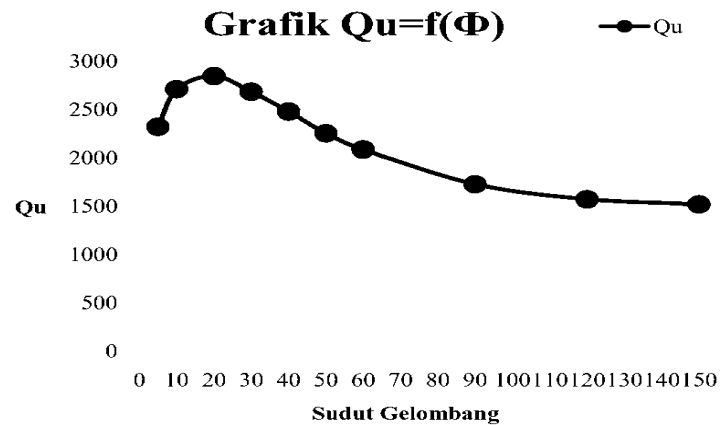
2.1.1 Kajian Peningkatan Kinerja Solar Air Heater

Karim & Hawlader (2006), membandingkan kinerja dari kolektor surya sebagai pemanas udara baik secara eksperimen maupun simulasi. Dengan menggunakan beberapa variasi bentuk *absorber*, yaitu *absorber* plat datar, *absorber* dengan penambahan fin diataanya dan *absorber* berbentuk *V-corrugated*. Penelitian secara eksperimen dilakukan di beberapa titik di daerah Singapore. Dari hasil eksperimen maupun simulasi didapatkan bahwa efisiensi pelat datar paling rendah dan *absorber* bentuk *V-corrugated* memiliki efisiensi yang paling tinggi. Seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.1.



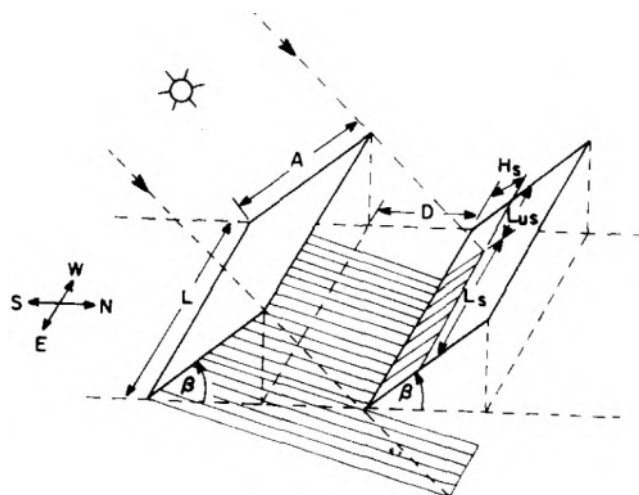
Gambar 2.1: Perbandingan efisiensi tiga kolektor surya (Karim & Hawlader, 2006)

Ardiansyah (2010) melakukan penelitian pada kolektor surya berbentuk *V-corrugated* dengan memvariasi besar sudut *V-groove*. Dari penelitiannya disimpulkan bahwa performansi dari kolektor surya sebagai pemanas udara berbentuk *V-corrugated* memiliki nilai Q_u yang terbesar pada sudut 20° , seperti ditunjukkan pada gambar 2.2 berikut.



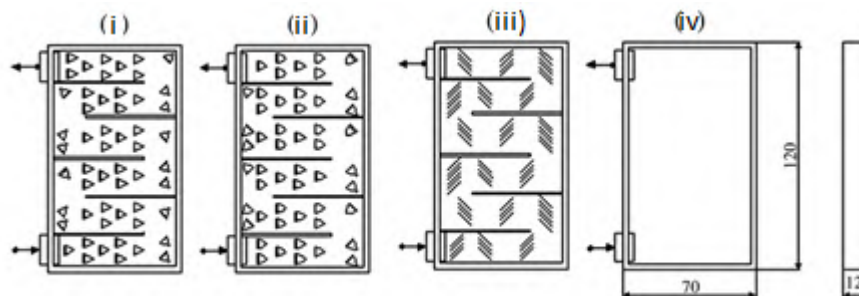
Gambar 2.2 : Grafik hasil Q_u pada berbagai variasi sudut (Ardiansyah, 2010)

Penelitian yang dilakukan oleh Ardiansyah (2010) ini memperhitungkan efek bayangan seperti yang dilakukan oleh Bany & Appelbaum (1986). Sehingga didapatkan performansi kolektor surya yang bagus. Adapun skema pengaruh bayangan dari dua buah plat yang disusun sejajar terhadap performansi kolektor surya seperti pada gambar 2.3.

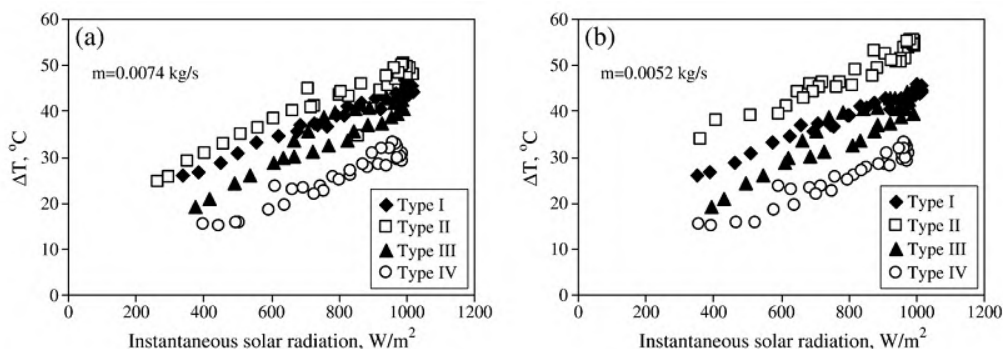


Gambar 2.3: Skema efek bayangan pada plat (Bany & Appelbaum, 1986)

Akpinar (2010) melakukan penelitian dengan membandingkan kinerja kolektor surya yang menggunakan tambahan *obstacle* 2 dimensi dengan 3 tipe bentuk beserta penyusunannya (tipe I, II, III) dan tanpa *obstacle* (tipe IV) seperti pada Gambar 2.4. Dengan memvariasikan besarnya intensitas radiasi matahari yang mengenai absorber pada 2 laju alir udara yang berbeda, di dapatkan perubahan temperatur yang cukup signifikan antara kolektor surya tanpa *obstacle* dengan kolektor surya ber-*obstacle*. Kolektor surya dengan *obstacle* tipe II memiliki perpindahan kalor yang paling tinggi diantara yang lainnya. Dalam hal ini ditunjukkan oleh grafik hasil penelitiannya pada Gambar 2.5.

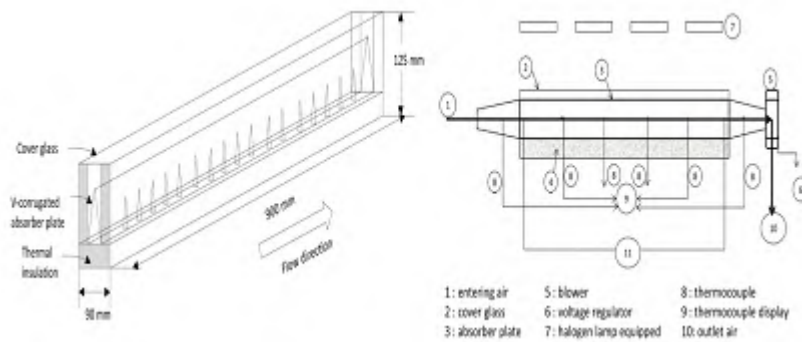


Gambar 2.4: Jenis *obstacle* (Akpinar, 2010)



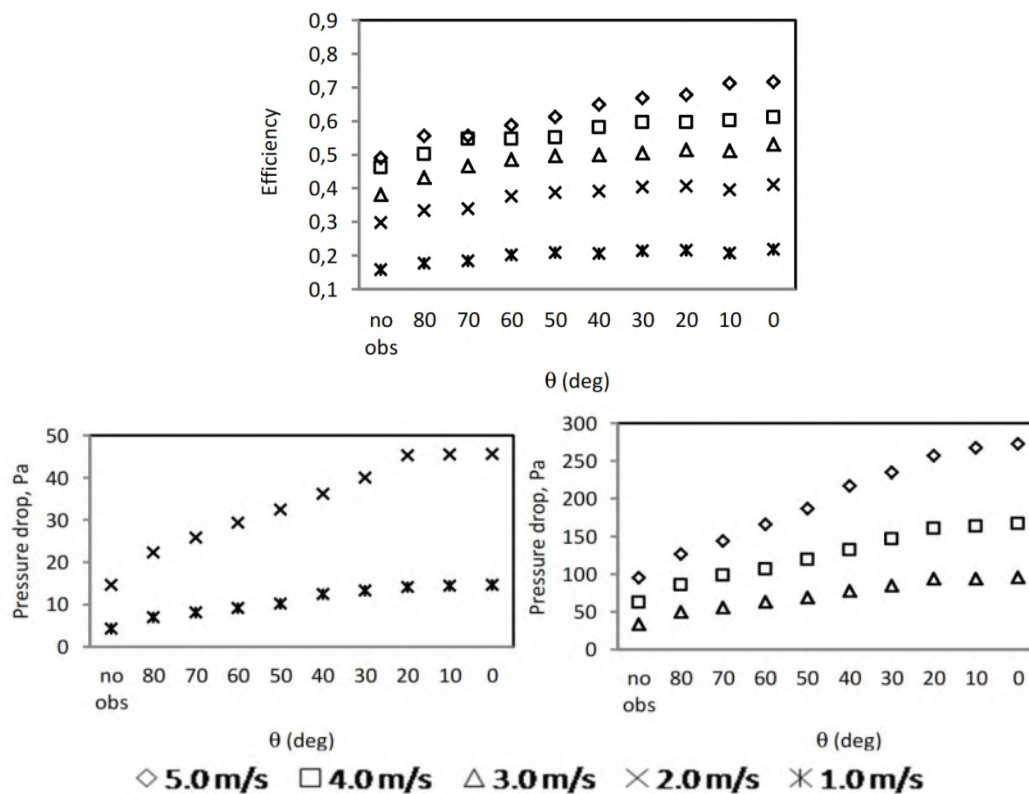
Gambar 2.5: Kenaikan temperatur terhadap intensitas radiasi matahari pada dua laju aliran udara (Akpinar, 2010)

Selanjutnya, Eka Dewi (2014) melakukan eksperimen pada kolektor surya pemanas udara dengan penambahan *obstacle* berbentuk delta yang memiliki sudut tekuk berbentuk paruh. Dimana skema instalasi penelitiannya ditunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Skema instalasi eksperimen (Ekadewi, 2014)

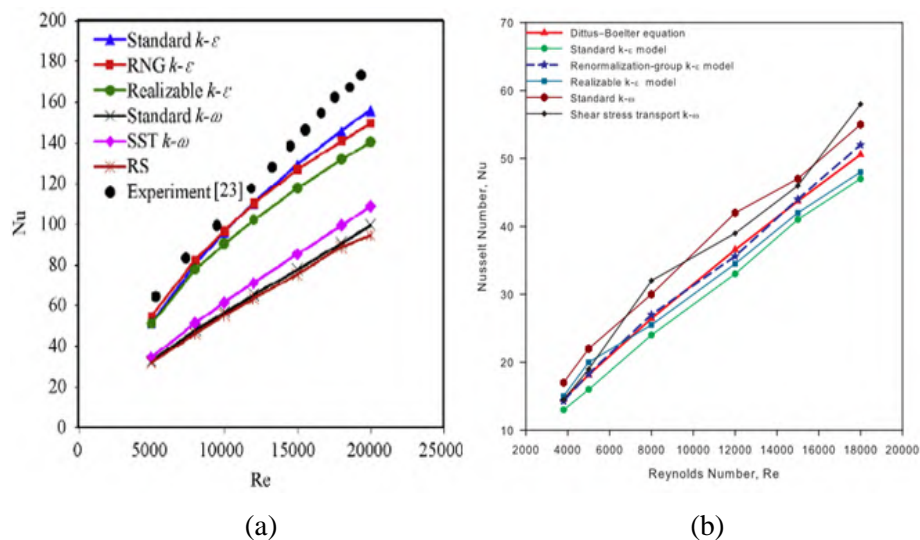
Penelitian ini memvariasikan sudut tekuk dari *obstacle* yang disusun secara *inline*. Didapatkan bahwa semakin tinggi kecepatan aliran udara yang masuk *duct*, menghasilkan efisiensi dan *pressure drop* tinggi yang ditunjukkan pada Gambar 2.7. Kesimpulan secara keseluruhan adalah performansi terbaik ada pada variasi sudut tekuk 30° .



Gambar 2.7: Grafik efisiensi dan *pressure drop* pada tiap variasi sudut tekuk *obstacle* (Ekadewi, 2014)

2.1.2 Kajian Terkait Studi Numerik Solar Air Heater

Dongxu et al. (2015) melakukan simulasi numerik untuk mengetahui perpindahan panas dan fenomena aliran fluida pada solar air heater dengan menambahkan plat bentuk V pada plat *absorber*. Model RNG $k-\varepsilon$ merupakan permodelan paling sesuai untuk digunakan pada penelitian ini dikarenakan hasil berupa *Nusselt Number* mendekati hasil eksperimen seperti pada gambar 2.7a. Hal serupa juga dipaparkan oleh Yadav & Bhagoria (2013) seperti pada gambar 2.7b yang meneliti perpindahan panas dan aliran fluida pada solar air heater dengan penambahan kawat sirkular yang dipasang melintang pada plat *absorber*. *Pressure-velocity coupling* diselesaikan menggunakan SIMPLE pada kedua penelitian tersebut.



Gambar 2.8 Grafik perbandingan model turbulen dengan hasil eksperimen.

a) Dongxu et al. (2015) dan b) Yadav & Bhagoria (2013)

2.2 Kolektor Surya sebagai Pemanas Udara

Kolektor surya merupakan pengubah energi radiasi matahari menjadi energi panas. Pertama-tama sinar matahari akan menembus kaca penutup, selanjutnya panas akan diteruskan ke plat *absorber*. Panas yang diserap oleh *absorber* akan disalurkan ke fluida kerja yang mengalir pada saluran dibawah dan atau diatas plat penyerap. Sehingga fluida kerja akan mengalami peningkatan temperatur yang dapat dimanfaatkan untuk berbagai macam hal. Fluida kerja yang digunakan dapat berupa udara maupun air.

Plat penyerap suatu kolektor surya harus memiliki nilai absorptivitas yang tinggi, biasanya dilapisi cat hitam. Kaca penutup memiliki fungsi untuk mengurangi kehilangan panas secara konveksi maupun radiasi ke udara/atmosfer, sehingga harus transparan. Dibutuhkan juga sebuah isolator panas yang diletakkan pada bagian bawah *absorber* dan samping kanan kiri untuk mengurangi kehilangan panas secara konduksi. Evolusi dari bentuk plat penyerap sudah semakin beragam. Awalnya hanya berupa plat datar biasa, semakin majunya ilmu pengetahuan maka saat ini ada pula plat penyerap yang berbentuk gelombang *V-shape* dan sebagainya.

2.2.1 Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya

Matahari merupakan sumber energi yang dipancarkan ke Bumi dengan cara radiasi. Besarnya radiasi rata-rata yang diterima oleh bumi rata-rata adalah sebesar $G_{sc} = 1353 \frac{W}{m^2}$ setiap saat. Namun besarnya radiasi ini tidak semuanya ditangkap oleh Bumi, karena terlebih dahulu akan diserap, diteruskan maupun akan dipantulkan oleh atmosfer sebelum mencapai Bumi.

Energi matahari inilah yang dimanfaatkan di bidang teknologi yang salah satunya adalah ditangkap oleh kolektor surya. Beberapa hal yang mempengaruhi jumlah radiasi yang dapat diserap oleh sebuah kolektor adalah transmisivitas dan absorptivitas dari benda itu sendiri. Selain itu waktu, lokasi penempatan kolektor surya serta nilai intensitas radiasi matahari pada bidang ekstraterestrial juga ikut berpengaruh pada jumlah radiasi yang diserap.

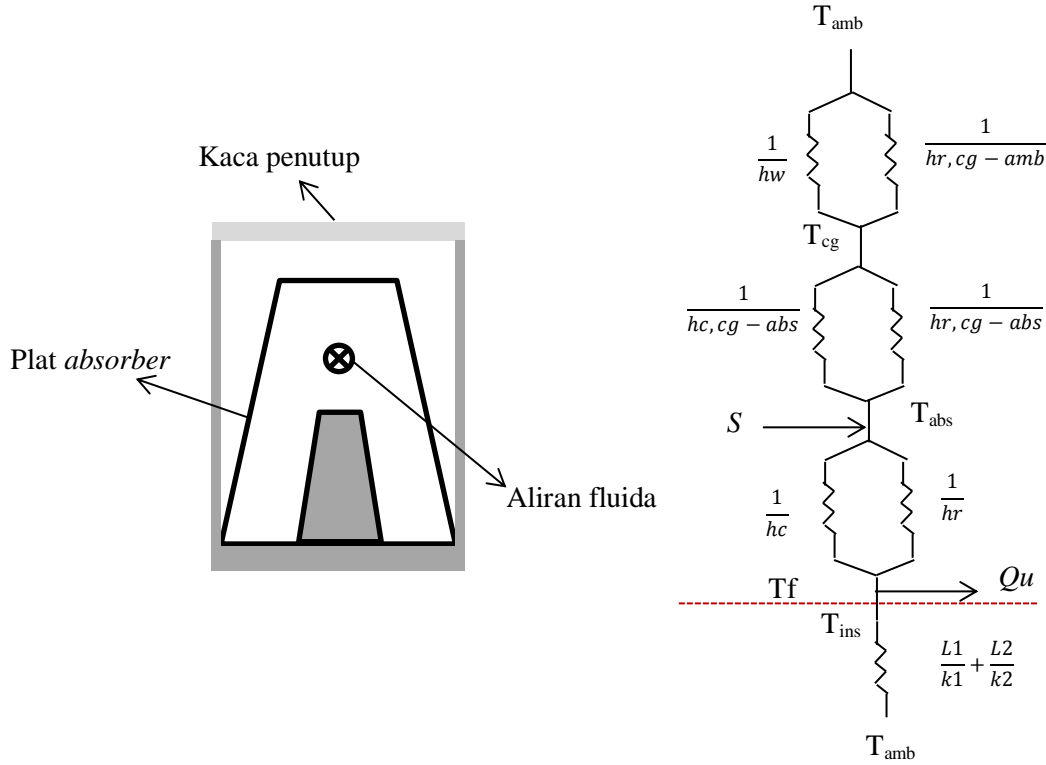
Oleh Dufie (1991), hal tersebut dijadikan sebuah rumusan dimana besarnya radiasi surya yang diserap oleh plat penyerap persatuan luasan sebanding dengan besarnya kecepatan radiasi surya, transmisivitas kaca penutup dan absorptivitas dari *absorber*.

$$S = \tau_c \alpha_{ap} I \quad (2.1)$$

Dalam hal ini, I adalah kecepatan radiasi (W/m^2), transmisivitas adalah τ_c dan absorptivitas adalah α_{ap} .

2.2.2 Tahanan Thermal dan Perpindahan Panas pada Kolektor Surya

Rangkaian thermal pada kolektor surya dengan fluida kerja berupa udara pada saluran berbentuk trapesium dapat dilihat pada Gambar 2.8 berikut:



2. 9 Kolektor surya pemanas udara saluran dengan plat berbentuk *trapezoidal* dan tahanan thermal

Besarnya energi yang akan diserap oleh plat penyerap (S) hingga temperatur menjadi T_{abs} akan diteruskan dari plat ke udara sekitar T_{amb} melalui isolator bagian bawah kolektor. Koefisien kehilangan kalor yang terjadi diantaranya adalah U_B pada bagian bawah kolektor dan U_T pada bagian atas kolektor yaitu kaca penutup hingga plat *absorber*. Besarnya nilai U_T dan U_B dapat dihitung melalui rumusan:

$$U_T = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (2.2)$$

Sedangkan U_B dihitung melalui persamaan:

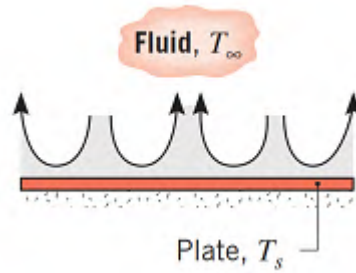
$$U_B = \frac{1}{R_3} \quad (2.3)$$

Sehingga didapatkan energi yang berguna $Q_{usefull}$ yang memanasi udara dari temperatur masuk $T_{f,in}$ menjadi temperatur keluar $T_{f,out}$. Pada rumusan diatas diperlukan beberapa koefisien perpindahan panas baik secara konveksi, konduksi maupun radiasi.

Pada *Solar Air Heater* perpindahan kalor secara konveksi alami terjadi di permukaan kaca dengan udara yang berhembus. Pada kondisi ini, temperatur permukaan kaca lebih tinggi dibandingkan temperatur udara sekitar. Dengan nilai *Nusselt Number* adalah

$$Nu = 0.54Ra_L^{\frac{1}{4}}(10^4 \leq 10^7, Pr \geq 0.7) \quad (2.4)$$

Skema konveksi alami yang terjadi pada permukaan kaca ditunjukkan seperti pada Gambar 2.9.



Gambar 2.10 Konveksi alami tipe *hot plate* $T_s > T_\infty$ (Incropera & DeWitt, 2002)

Perpindahan panas yang terjadi secara konveksi dan radiasi pada bagian ini memiliki masing-masing koefisien perpindahan panasnya adalah h_w dan $h_{r,amb-cg}$.

$$h_w = Nu \cdot \frac{k}{L} \quad (2.5)$$

$$h_{r,amb-cg} = \varepsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} T_{sky})(T_{cg}^2 + T_{sky}^2)(T_{cg} - T_{sky})}{T_{cg} - T_{amb}} \quad (2.6)$$

Perpindahan kalor secara konveksi alami juga terjadi dari *absorber* ke kaca penutup, dengan koefisien $h_{c,cg-abs}$ dan secara radiasi dengan koefisien $h_{r,cg-abs}$. *Nusselt Number* untuk konveksi alami pada bagian ini diperoleh menggunakan pendekatan *Nusselt Number* yang dimiliki oleh plat *v-corrugated*, dalam hal ini ditunjukkan pada Tabel 2.1. Pertimbangan ini dilakukan mengingat penelitian tentang *absorber* plat berbentuk *trapezoidal* belum ada sebelumnya.

$$Nu = \max[(C \cdot Ra^n), 1] \quad (2.7)$$

Dimana,

$$Ra = \frac{g\beta'\Delta T_{cg-abs}L^3}{\nu\alpha} \quad (2.8)$$

Tabel 2.1 Konstanta untuk mendapatkan *Nusselt Number*

β	A'	C	n
0	0.75	0.060	0.41
	1	0.060	0.41
	2	0.043	0.41
45	0.75	0.075	0.36
	1	0.082	0.36
	2	0.037	0.41
60	0.75	0.162	0.30
	1	0.141	0.30
	2	0.027	0.42



Persamaan untuk masing-masing koefisien perpindahan panas adalah:

$$h_{c,cg-abs} = \frac{Nu.k}{Dh} \quad (2.9)$$

$$h_{r,cg-abs} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{cg}^2)(T_{abs} + T_{cg})}{\frac{1-\epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1-\epsilon_{cg})A_p}{\epsilon_{cg}A_c}} \quad (2.10)$$

Fluida kerja udara melewati bagian bawah plat penyerap dan menerima kalor konveksi secara paksa dengan bantuan *blower*. *Nusselt Number* didapatkan dari persamaan Gneilinski. (1976). Dalam persamaan ini terdapat koefisien *friction factor* di dalamnya. Dimana dapat dicari melalui Tabel 2.2

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \quad (2.11)$$

Tabel 2.2 *Friction factor*

Relative Roughness, ϵ/L	Friction Factor, f
0.0*	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

*Smooth surface. All values are for $Re = 10^6$, and are calculated from Eq. 8-73.

Adapun masing-masing koefisien perpindahan panasnya adalah hc untuk konveksi dan hr secara radiasi yang kemudian menjadi energi yang berguna dan kehilangan kalor ke bagian bawah yaitu isolator.

$$hc = Nu \cdot \frac{k}{Dh} \quad (2.12)$$

$$h_r = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{ins}^2)(T_{abs} + T_{ins})}{\frac{1 - \epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \epsilon_{ins})A_p}{\epsilon_{ins}A_c}} \quad (2.13)$$

2.2.3 Analisa Q_{loss} (Panas yang Hilang) pada Kolektor Surya

Q_{loss} atau panas yang hilang, merupakan sejumlah energi panas yang tidak mampu diteruskan oleh kolektor, sehingga mengakibatkan efisiensi kolektor rendah. Adapun persamaan Q_{loss} pada kolektor surya adalah sebagai berikut:

$$Q_{loss} = A_c U_L (T_{abs} - T_a) \quad (2.14)$$

dimana : Q_{loss} = energi panas yang hilang (W/m^2)

A_c = luasan plat *absorber* (m^2)

U_L = *Overall Heat Transfer Coefficient* ($W/m^2.K$)

T_{abs} = temperatur *absorber* atau plat penyerap ($^{\circ}C$)

T_a = temperatur lingkungan (*ambient*) ($^{\circ}C$)

2.2.4 Analisa Q_{useful} (panas yang berguna) pada Kolektor Surya

Persamaan Q_{useful} pada kolektor surya dengan tipe aliran di atas plat *absorber* adalah sebagai berikut :

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)] \quad (2.15)$$

dimana : Q_u = energi berguna (W/m^2)

S = radiasi matahari per satuan luas yang diserap plat penyerap (W/m^2)

U_L = *Overall Heat Transfer Coefficient* ($W/m^2.K$)

T_{fi} = temperatur fluida masuk pipa ($^{\circ}C$)

T_a = temperatur lingkungan (*ambient*) ($^{\circ}C$)

F_R = Faktor pelepasan panas kolektor

Faktor pelepasan kalor dapat dicari dengan :

$$F_R = F' x F'' \quad (2.16)$$

F' adalah faktor efisiensi kolektor dan F'' adalah faktor aliran pada kolektor. Menurut (Dufie,1991), besar F' dan F'' untuk kolektor surya pemanas udara dapat dicari dengan rumusan sebagai berikut:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\frac{h}{\sin \frac{\phi}{2}} + \frac{1}{hr}}} \quad (2.17)$$

$$F'' = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c U_L F'} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (2.18)$$

2.2.5 Analisa Efisiensi Kolektor Surya

Quseful yang berguna secara teoritis pada kolektor surya telah dijelaskan di atas. Sedangkan efisiensi kolektor surya tipe aliran di bawah plat *absorber* adalah sebagai berikut :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} \quad (2.19)$$

dimana : η = efisiensi kolektor surya plat datar

Q_u = panas berguna (W/m^2)

A_c = luasan kolektor surya yang terpapar sinarmatahari (m^2)

I_T = total radiasi pada permukaan dengankemiringan tertentu (W/m^2)

2.3 Parameter dalam Aliran

Beberapa parameter tidak berdimensi digunakan untuk menghitung nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi apabila kecepatan fluida diketahui. Parameter-parameter tersebut antara lain :

□ *Reynolds Number* (Re)

Bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia dengan gaya gesek yang terjadi. Bilangan *Reynolds* ini dapat digunakan untuk menentukan aliran yang terjadi termasuk ke dalam aliran laminar atau turbulen. Secara umum, bilangan *Reynolds* dirumuskan dalam persamaan berikut:

$$R_e = \frac{VL}{\nu} \quad (2.20)$$

dimana : V = kecepatan fluida (m/s)

L = panjang lintasan (m)

ν = koefisien gesek kinematika (m^2/s)

Dan persamaan untuk aliran di dalam pipa dengan persamaan sebagai berikut :

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.21)$$

dimana : D = diameter pipa (m)

□ *Prandtl Number (Pr)*

Bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara viskositas kinematika dengan diffusivitas panas. Bilangan *Prandtl* dirumuskan sebagai berikut:

$$Pr = \frac{\nu}{\mu} \quad (2.22)$$

dimana : ν = koefisien gesek kinematika (m^2/s)

μ = diffusivitas panas (m^2/s)

Umumnya *Prandtl Number* adalah property dari fluida sehingga perhitungan *Prandtl Number* tersebut jarang dilakukan.

□ *Nusselt Number*

Bilangan tidak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi (h) dengan koefisien perpindahan panas konduksi (k). *Nusselt Number* dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.23)$$

dimana : L = panjang (m)

h = koefisien konveksi (W/m^2)

k = koefisien konduksi ($W/m.K$)

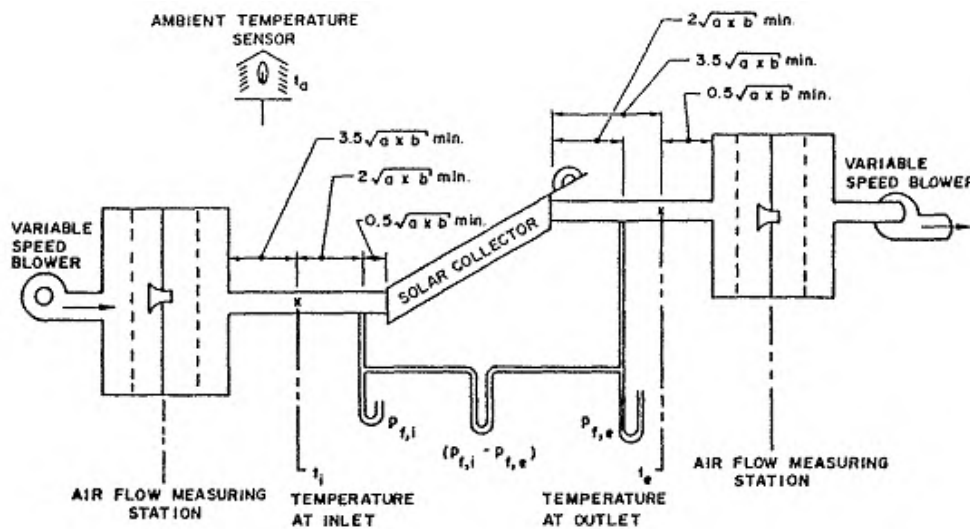
Apabila aliran berada di dalam pipa maka *Nusselt Number* identik dengan *Reynolds Number* dimana persamaan (2.7) menjadi fungsi dari diameter (D). Selain perumusan di atas, *Nusselt Number* juga merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds* dan bilangan *Prandtl*, seperti dijabarkan dalam persamaan di bawah :

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (2.24)$$

Dimana nilai koefisien C, m, dan n bergantung pada sifat fluida. Aliran tergolong aliran eksternal atau internal. Tipe aliran tergolong aliran laminar atau turbulen.

2.4 Konfigurasi Pengujian Kolektor Surya Fluida Udara

Konfigurasi eksperimental pengujian untuk kolektor surya dengan fluida kerja udara yang direkomendasikan oleh ASHRAE (93-1986,1986) ditunjukkan pada Gambar 2.9 di bawah ini:



Gambar 2.11: Konfigurasi pengujian kolektor surya fluida udara

Pada konfigurasi standart yang disarankan, dijelaskan bahwa penempatan tiap komponen penelitian yang digunakan memiliki aturan tersendiri. Pengukuran dilakukan pada berbagai tempat sepanjang saluran yaitu meliputi temperature dan perubahan tekanan dalam saluran. Adapun posisi penempatan *thermocouple* dan *pressure gauge* akan disesuaikan dengan rekomendasi oleh ASHRAE untuk solar kolektor pemanas udara. Kedua alat tersebut dipasang pada jarak yang didalamnya terdapat unsur besaran \sqrt{ab} . Dimana besarnya a dan b adalah dimensi saluran yang digunakan dalam kolektor surya.

2.5 Honeycomb pada Saluran

Penambahan *honeycomb* pada sebuah saluran secara efektif mampu menghilangkan olakan dan dapat mengarahkan aliran sehingga didapatkan aliran yang paralel (Mehta & Bradshaw, 1979). *Honeycomb* mampu mengubah aliran turbulent menjadi laminar. Bentuk *cell honeycomb* pada umumnya adalah hexagonal, namun ada pula yang berbentuk triagonal maupun persegi. Dalam pemilihan bentuk *cell*

honeycomb, hal yang perlu diperhatikan adalah kemudahan dalam konstruksinya. Panjang *cell honeycomb* direkomendasikan antara 6-8 kali diameternya. Pemilihan jenis material yang digunakan juga penting, mengingat bahan karena akan dilalui oleh udara dengan kecepatan yang berbeda-beda.

2.6 Komputasi Fluida Dinamis

Untuk melakukan simulasi secara CFD pada dasarnya diperlukan 3 tahapan, yaitu *pre-processing*, *solving*, dan *post-processing*. Penjelasan untuk setiap tahapan sebagai berikut:

1. *Pre processing*

Tahapan ini merupakan langkah pertama dalam melakukan simulasi secara CFD, yang dimulai dengan membuat model dari geometri yang disimulasikan dengan bantuan perangkat lunak CAD (*Computer Aided Design*), selanjutnya membagi geometri menjadi bagian-bagian kecil dengan mesh yang sesuai, selanjutnya memberikan kondisi batas pada geometri dan sifat-sifat dari fluida kerja yang digunakan.

2. *Processing*

Pada tahapan ini perangkat lunak *solver* menghitung persamaan-persamaan yang diaplikasikan terhadap kondisi-kondisi yang telah didefinisikan sebelumnya pada tahap *pre processing*.

3. *Post Processing*

Tahapan terakhir dalam proses simulasi CFD adalah *post processing*, dimana pada tahap ini dilakukan pengambilan dan interpretasi data dari perhitungan tahap sebelumnya. Data yang bisa diambil dapat berupa kontur, gambar, kurva, maupun animasi.

Penggunaan metode CFD untuk memprediksi aliran fluida maupun perpindahan panas dengan menyelesaikan persamaan-persamaan matematika memiliki kelebihan dan kekurangan bila dibandingkan dengan metode penelitian lainnya seperti eksperimen. diantara kelebihan dan kekurangan tersebut adalah sebagai berikut :

2.6.1 Kelebihan CFD

Beberapa keuntungan yang dapat kita peroleh dari penggunaan CFD antara lain:

1. Biaya yang dikeluarkan relatif kecil karena tidak memerlukan pembuatan model dari obyek penelitian, biaya ini semakin menurun dengan semakin menurunnya harga komputer
2. Kecepatan, simulasi secara CFD dapat dilakukan dalam waktu yang singkat dan data dapat diperoleh lebih awal dalam proses mendesain sebuah produk
3. Kemampuan untuk mensimulasikan kondisi sesuai kenyataan
4. Kemampuan untuk mensimulasikan sesuai kondisi ideal
5. Memberikan data secara komprehensif, dengan CFD peneliti dapat mengambil data disemua titik dari geometri, sedangkan pada eksperimen titik pengambilan data terbatas

2.6.2 Kekurangan CFD

Disamping memiliki beberapa keuntungan, CFD juga memiliki keterbatasan sebagai berikut:

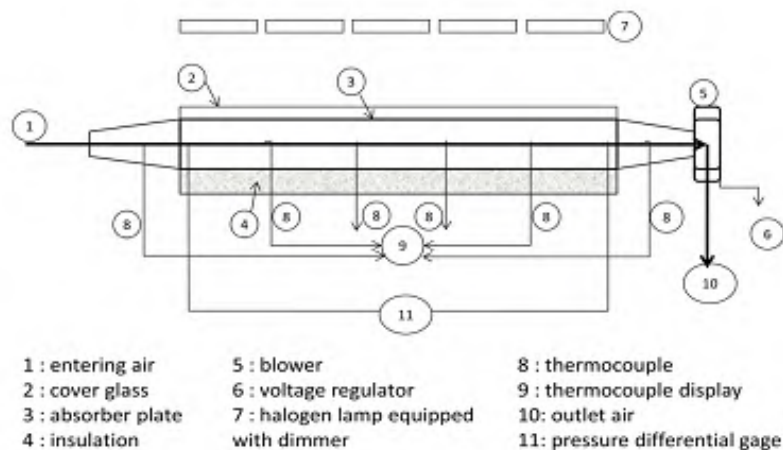
1. CFD mengandalkan model fisik dari proses dunia nyata, seperti model turbulen, multiphase, dll, dimana solusi hanya bisa akurat sesuai dengan model yang dideskripsikan
2. Kesalahan numerik, seperti kesalahan dalam pembulatan, pemotongan *grid*
3. Seperti pada model fisik, akurasi solusi CFD tergantung pada kondisi batas yang digunakan pada model numerik

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Prinsip Kerja *Solar air heater* yang Akan Diteliti

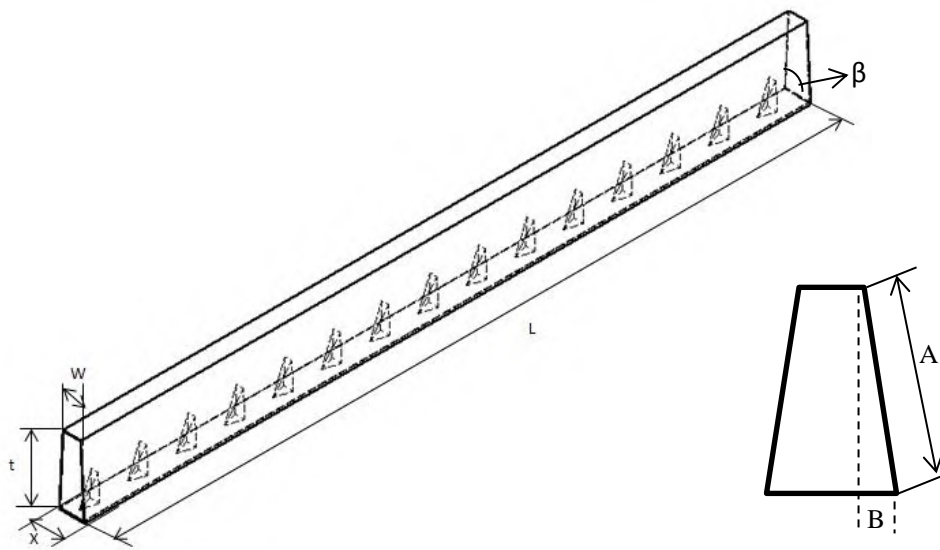
Penelitian ini difokuskan pada bagaimana desain kolektor surya berbentuk *trapezoidal* yang memiliki performansi (efisiensi) lebih tinggi daripada kolektor surya yang berbentuk-V. Prinsip kerja pada *solar air heater* pada penelitian ini pada dasarnya sama dengan *solar air heater* pada umumnya. Panas akan diserap oleh plat *absorber* berbentuk *trapezoidal*, selanjutnya panas akan diteruskan ke fluida kerja, dalam hal ini fluida udara. Aliran udara di dalam saluran akan diganggu dan diarahkan menuju sisi-sisi plat *absorber* oleh obstacle. Sehingga aliran yang akan dibentuk akan turbulen dan panas yang dihasilkan lebih tinggi. Gambar 3.1 menunjukkan skema sistem kerja *solar air heater* yang akan diteliti.



Gambar 3.1: Skema sistem kerja *solar air heater* yang akan diteliti

Penelitian ini dilakukan secara simulasi numerik dan juga eksperimen. Pada penelitian kolektor surya berbentuk *trapezoidal* ini akan diuji dengan beberapa variabel pengujian, yaitu meliputi variabel kecepatan *inlet* fluida dan intensitas sinar yang mengenai plat *absorber*. Besar variasi kecepatan udara inlet yang akan digunakan adalah 2.62; 3.28 ; 3.93 ; 4.59 m/s. Dimana nilai tersebut didapatkan dari bilangan Reynolds yang berada di zona turbulen (3000, 4000, 5000 dan 6000). Sedangkan intensitas radiasi yang digunakan adalah sebesar 520; 620 dan 720 W/m², yaitu pada saat matahari dengan cuaca mendung sampai cerah.

Pemilihan plat *absorber* dengan geometri berbentuk *trapezoidal* memerlukan beberapa perhitungan untuk mendapatkan dimensi yang dapat menghasilkan panas yang berguna paling optimum. Perhitungan yang digunakan sebagai acuan pra desain ini meliputi luasan efektif dari kolektor dengan memperhatikan efek bayangan serta besarnya panas berguna yang dihasilkan. Gambar 3.2 dan Tabel 3.1 menunjukkan dimensi pelat *absorber* bentuk *trapezoidal* dengan tinggi dan lebar sama seperti pelat *absorber* bentuk segitiga yang optimum telah diteliti pada penelitian sebelumnya oleh Ardiansyah (2010).



Gambar 3.2 Pelat Absorber Bentuk Trapezoidal

Tabel 3.1 Dimensi Pelat Absorber Bentuk Trapezoidal

β	X	t	w	A	B	L
89	30	85	27,033	85.013	1,484	900
88	30	85	24,063	85.052	2,968	900
87	30	85	21,091	85.117	4,455	900
86	30	85	18,112	85.208	5,944	900
85	30	85	15,127	85.325	7,437	900
84	30	85	12,132	85.468	8,934	900
83	30	85	9,127	85.638	10,437	900
82	30	85	6,108	85.835	11,946	900
81	30	85	3,075	86.060	13,463	900
80	30	85	0,024	86.311	14,988	900

3.2 Tinjauan Pra-Desain Kolektor Surya Bentuk *Trapezoidal*

Penentuan ukuran kolektor surya bentuk *trapezoidal* diperlukan untuk menghasilkan luasan yang efektif sehingga diharapkan dapat menyerap panas secara optimum. Perhitungan yang digunakan dalam menentukan luasan efektif adalah dengan mempertimbangkan pengaruh bayangan seperti pada subbab 2.1. Semakin besar bayangan yang mengenai *absorber*, maka luasan efektif yang menyerap radiasi matahari semakin kecil. Sehingga berpengaruh pada nilai kalor yang berguna atau $Q_{usefull}$ yang semakin menurun. Oleh karena itu, pada sub bab kali ini akan dilakukan perhitungan luasan efektif dari plat *absorber* dan juga kalor yang berguna.

3.2.1 Perhitungan Luasan Efektif

Dengan menggunakan acuan data penelitian sebelumnya yang sudah ada, yaitu penelitian dengan letak geografis Teknik Mesin ITS, Surabaya yaitu $7,28^{\circ}\text{LS}$ dan $112,74^{\circ}\text{BT}$ pada tanggal 1 Maret 2016 memiliki sudut deklinasi yaitu

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284+n}{365} \right)$$

Dimana besarnya n adalah $243+7=250$, maka besarnya sudut deklinasi adalah $5,4$. Pada pukul 08.00 (*solar time*) didapatkan sudut jamnya (*hour angle*) adalah -60° .

Berikut adalah contoh perhitungan untuk menentukan sudut optimum *absorber* berbentuk *trapezoidal*. Contoh perhitungan menggunakan sudut *trapezoidal* 89° pada pukul 08.00, maka tinggi bayangan (H_s) adalah sebagai berikut:

$$P_y = A \cos \beta + \frac{A \sin \beta \cos \gamma_s}{\tan \alpha} = 8,6301$$

$$H_s = A \left(1 - \frac{D+A \cos \beta}{P_y} \right) = -17,1492$$

Sedangkan panjang bayangan (L_s) untuk sudut 89° pada pukul 08.00 adalah sebagai berikut:

$$P_x = \frac{A \sin \beta \cos \gamma_s}{\tan \alpha} = 5,6262$$

$$L_s = L - L_{us} = \left(L - \frac{(D+A \cos \beta) P_x}{P_y} \right) = 87,9411$$

Dengan menggunakan cara yang sama, bisa didapatkan besarnya H_s dan L_s untuk tiap sudut dari pukul 09.00 sampai dengan 16.00. Sehingga luasan kolektor efektif untuk sudut *trapezoidal* 89° adalah:

$$A_p = A \cdot L + [(A \cdot L - (H_{s, avg} \times L_{s, avg})) \times (n - 1)] = 4,95963 \text{ m}^2$$

Berikut besarnya A_p untuk semua variasi sudut *trapezoidal*.

Tabel 3.2 Nilai luasan efektif tiap sudut *trapezoidal*

Beta	Hsavg	Lsavg	Ap efektif
89	-11,470473	58,155393	49597,33479
88	-11,604218	58,1182663	49019,21963
87	-11,735333	58,0827005	48442,95304
86	-11,864503	58,0485519	47869,19985
85	-11,992346	58,0156914	47298,51953
84	-12,119426	57,9840026	46731,38333
83	-12,246258	57,9533802	46168,18849
82	-12,373317	57,9237284	45609,27
81	-12,501048	57,8949595	45054,91052
80	-12,629865	57,8669931	44505,34865

3.2.2 Perhitungan Panas yang Berguna

Setelah mendapatkan nilai luasan efektif dari pelat *absorber*, selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mendapatkan besarnya nilai panas yang berguna. Beberapa data yang diketahui menggunakan acuan data penelitian sebelumnya oleh Ardiansyah (2010).

Menghitung h_w

Dimana, $T_{cg} = 324,62 \text{ K}$; $T_{f,avg} = 315,17 \text{ K}$ maka berdasarkan tabel A.4 *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*, maka nilai propertiesnya $\nu = 1,589 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$; $\alpha = 2,48 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$; $Pr = 0,706$; $k = 0,0274$

$$\beta = \frac{1}{T_{f,avg}} = \frac{1}{315,17} = 0,00317$$

$$L = \frac{A_s}{p} = \frac{2 \times 9}{2 \times (2 + 3)} = 1,8$$

$$Ra = \frac{g \beta' \Delta T_{f,avg-cg} L^3}{\nu \alpha} = \frac{g \frac{1}{T_{f,avg-cg}} \Delta T_{f,avg-cg} L^3}{\nu \alpha} = 4353092357$$

$$Nu = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} = 0,54 \times (4353092357)^{\frac{1}{4}} = 138,705$$

$$h_w = Nu \cdot \frac{k}{L} = 138,705 \times \frac{0,0274}{1,8} = 2,1114 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Menghitung $h_{r,amb-cg}$

Dimana $T_{cg} = 324,62 \text{ K}$; $T_{amb} = 305,72 \text{ K}$, maka:

$$T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} = 0,0552 \cdot 305,72^{1,5} = 295,1 K$$

$$h_{r,amb-cg} = \varepsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} + T_{sky})(T_{cg}^2 + T_{sky}^2)(T_{cg} - T_{sky})}{T_{cg} - T_{amb}} = 9,51487 W/m^2 K$$

Menghitung $h_{c,cg-abs}$

Dimana: $T_{cg} = 324,62 K$; $T_{abs} = 346,15 K$

$$T_{f,cg-abs} = \frac{T_{abs} + T_{cg}}{2} = \frac{346,15 + 324,62}{2} = 335,385 K$$

Dengan tabel A.4 *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*, didapatkan data properties $k = 0,02892$

$$L = \frac{A_s}{p} = 0,06375 m$$

$$Ra = \frac{g \beta' \Delta T_{cg-abs} L^3}{\nu \alpha} = \frac{g \frac{1}{T_{f,cg-abs}} \Delta T_{cg-abs} L^3}{\nu \alpha} = 302401,48$$

Nusselt number didapatkan dari data penelitian oleh Ardiasyah (2011) dengan sudut 20° , yaitu sebesar 8,895

$$h_{c,cg-abs} = \frac{Nu \cdot k}{Dh} = 9,1 W/m^2 K$$

Tabel 3.2 menunjukkan nilai $h_{c,cg-abs}$ untuk tiap sudut trapezoidal.

Tabel 3.2 Nilai $h_{c,cg-abs}$ untuk tiap sudut trapezoidal

beta	Nu	$h_{c,cg-abs}$
89	8,895	9,100
88	8,895	9,688
87	8,895	10,347
86	8,895	11,093
85	8,895	11,942
84	8,895	12,919
83	8,895	14,054
82	8,895	15,389
81	8,895	16,980
80	8,895	18,909

Menghitung $h_{r,cg-abs}$

$$F_{1-3} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} = 1 - \sin \frac{89}{2} = 0,299$$

$$F_{12-3} = \frac{2L(F_{1-3})}{2L + 2H} = \frac{2(8,501)(0,299)}{2(8,501) + 2(2,125)} = 0,2393$$

$$h_{r,cg-abs} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{cg}^2)(T_{abs} + T_{cg})}{\frac{1 - \varepsilon_{abs}}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \varepsilon_{cg})A_p}{\varepsilon_{cg} \cdot A_c}} = 0,348 W/m^2 K$$

Berikut Tabel 3.3 nilai F_{12-3} untuk beragam sudut trapesium.

Tabel 3.3 Nilai F_{12-3} dan $h_{r, \text{cg-abs}}$ untuk beragam sudut trapesium

Beta	F1-3	A(cm)	H(cm)	F12-3	$h_{r, \text{cg-abs}}$
89	0,299091	8,501	2,125	0,23928	0.348029762
88	0,305342	8,505	2,125	0,24430	0.352669697
87	0,311645	8,512	2,125	0,24938	0.357382193
86	0,318002	8,521	2,125	0,25453	0.36216632
85	0,32441	8,532	2,125	0,25973	0.367021388
84	0,330869	8,547	2,125	0,26499	0.371946914
83	0,33738	8,564	2,125	0,27031	0.376942593
82	0,343941	8,584	2,125	0,27569	0.382008276
81	0,350552	8,606	2,125	0,28113	0.387143944
80	0,357212	8,631	2,125	0,28664	0.392349697

Menghitung h_c

Dimana $T_{f, \text{avg}} = 322,15 \text{ K}$ maka berdasarkan tabel A.4 *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*, maka nilai propertiesnya $Pr = 0,706$

Tabel kekasaran permukaan

Relative Roughness, ϵ/L	Friction Factor, f
0.0*	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

*Smooth surface. All values are for $Re = 10^6$, and are calculated from Eq. 8-73.

$$r = \frac{\epsilon}{Dh} = \frac{0,001 \cdot 10^{-3}}{0,02829} = 3,538 \cdot 10^{-5}$$

Dengan melakukan interpolasi, sehingga didapatkan nilai friction factor (f) sebesar 0,119078

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} = \frac{\left(\frac{0,119078}{8}\right)(5375,24-1000)0,706}{1+12,7\left(\frac{0,119078}{8}\right)^{0,5}\left(0,706^{\frac{2}{3}}-1\right)} = 67,7069$$

$$h_c = Nu \cdot \frac{k}{Dh} = \frac{67,7069 \cdot 0,02892}{0,02827} = 69,27 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Menghitung h_r

Dimana, $T_{abs}=346,15\text{ K}$; $T_{ins}=322,15\text{ K}$; $\epsilon_{ins} = 0,15$; dan $\epsilon_{abs} = 0,98$

$$h_r = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{ins}^2)(T_{abs} + T_{ins})}{\frac{1 - \epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \epsilon_{ins})A_p}{\epsilon_{ins} \cdot A_c}} = 0.06689\text{ W/m}^2\text{ K}$$

Berikut tabel 3.4 yang menunjukkan besarnya nilai h_c dan h_r pada tiap sudut trapezoidal:

Tabel 3.4 Nilai h_r untuk berbagai macam sudut gelombang

Beta	Nu utk h_c	h_c (W/m ² K)	h_r (W/m ² K)
89	67,707	69,270	0,067
88	62,669	68,254	0,068
87	57,694	67,112	0,069
86	52,780	65,821	0,069
85	47,929	64,349	0,070
84	43,139	62,656	0,071
83	38,410	60,689	0,072
82	33,742	58,376	0,073
81	29,135	55,616	0,074
80	24,587	52,268	0,075

Menghitung R_1

$$R_1 = \frac{1}{h_w + h_{r, amb-cg}} = 0.086012$$

Menghitung R_2

$$R_2 = \frac{1}{h_{c, cg-abs} + h_{r, cg-abs}} = 0.10908$$

Menghitung U_T

$$U_T = \frac{1}{R_1 + R_2 + \frac{1}{h}} = 4.77255$$

Menghitung U_B

$$U_B = \frac{1}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2}} = \frac{1}{\frac{0,01}{0,045} + \frac{0,004}{0,12}} = 3,91304$$

Menghitung U_L

$$U_L = U_T + U_B = 8.68559$$

Menghitung F'

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\frac{h}{\sin \frac{\phi}{2}} + \frac{1}{hr}}} = 0.91927$$

Menghitung F''

$$F'' = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_c U_L F'} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] = 0.90289$$

Menghitung FR

$$F_R = F' \times F'' = 0.829$$

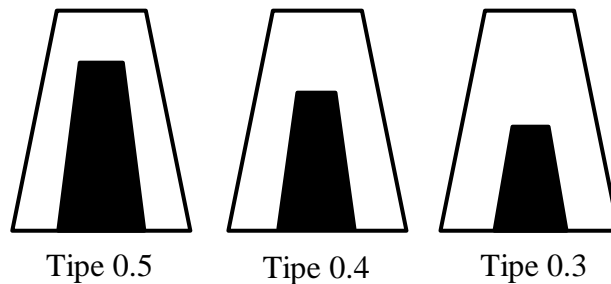
Menghitung Qu

Dimana $S = (\tau \alpha) I_T = 690,598$; $T_{f,in} = 314,8$ K; $T_{amb} = 305,72$ K

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] = 2518.17 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

3.3 Tinjauan Pra-Desain untuk *Obstacle*

Penambahan *obstacle* pada saluran kolektor berfungsi sebagai pengarah serta pengganggu aliran agar menjadi turbulen. Dalam hal ini perlu diperhitungkan pemilihan tipe *obstacle* untuk mendapatkan panas yang berguna pada kolektor ($Q_{usefull}$) yang paling optimal. Tipe *obstacle* ini menggunakan 3 macam jenis ukuran *obstacle* seperti pada Gambar 3.2. Penentuan *obstacle* ini terlebih dahulu dilakukan secara simulasi numerik agar dapat diketahui kecenderungan *obstacle* dalam meningkatkan $Q_{usefull}$. Pemilihan tipe *obstacle* pada ratio jarak antar *obstacle* dengan tinggi $y/H=1$ digunakan untuk mendapatkan tipe *obstacle* yang paling optimum. Bentuk *obstacle* yang digunakan ditunjukkan seperti pada Gambar 3.3 sedangkan detail tipe *obstacle* yang digunakan ditunjukkan pada Tabel 3.5.



Gambar 3.3: Bentuk dan tipe-tipe *obstacle* (pandangan tampak depan)

Tabel 3.5 Tipe *Obstacle*

<i>Obstacle</i>		
Type	Ratio	y/H
1	0.5	1
2	0.4	
3	0.3	

Untuk menentukan tipe obstacle yang optimum digunakan rumusan perbandingan *ratio dimensionless effectiveness* antara efisiensi dibanding dengan *pressure drop*, yaitu:

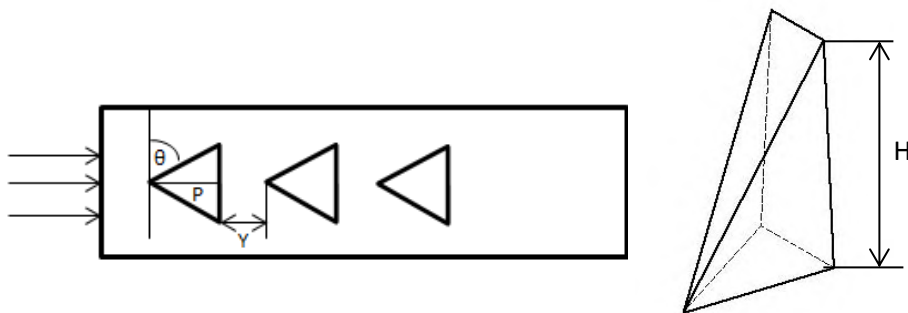
$$effectiveness = \left| \frac{\Delta Q_{u,thermo}}{\Delta Q_{pump}} \right| = \left| \frac{Q_{u,2} - Q_{u,1}}{Q_{u,1}} \right| / \left| \frac{\dot{u}(\Delta P_2 - \Delta P_1)}{\dot{u} \cdot \Delta P_1} \right|. \quad \text{Selanjutnya dapat}$$

disederhanakan kembali menjadi: $effectiveness = \left| \frac{Q_{u,2} - Q_{u,1}}{Q_{u,1}} \right| / \left| \frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{\Delta P_1} \right|$. Jika nilai *ratio* tersebut menghasilkan nilai lebih dari 1, maka *obstacle* tersebut akan dipilih sebagai *obstacle* yang optimum.

Setelah didapatkan *obstacle* dengan tipe dan *ratio* yang optimum, selanjutnya *obstacle* tersebut akan dikenai variasi jarak antar *obstacle* yang disusun secara inline. Sehingga harapannya akan diperoleh jarak antar *obstacle* yang menghasilkan nilai *Qusefull* yang optimum. Berikut variasi jarak yang digunakan ditunjukkan oleh Tabel 3.6, dengan detail *ratio* y/H pada gambar pada gambar 3.4.

Tabel 3.6 Variasi jarak antar *obstacle*

Jarak	
y/H	jarak obstacle paling optimum
1,3	
1	
0,7	

Gambar 3.4: Gambar keterangan *ratio* y/H

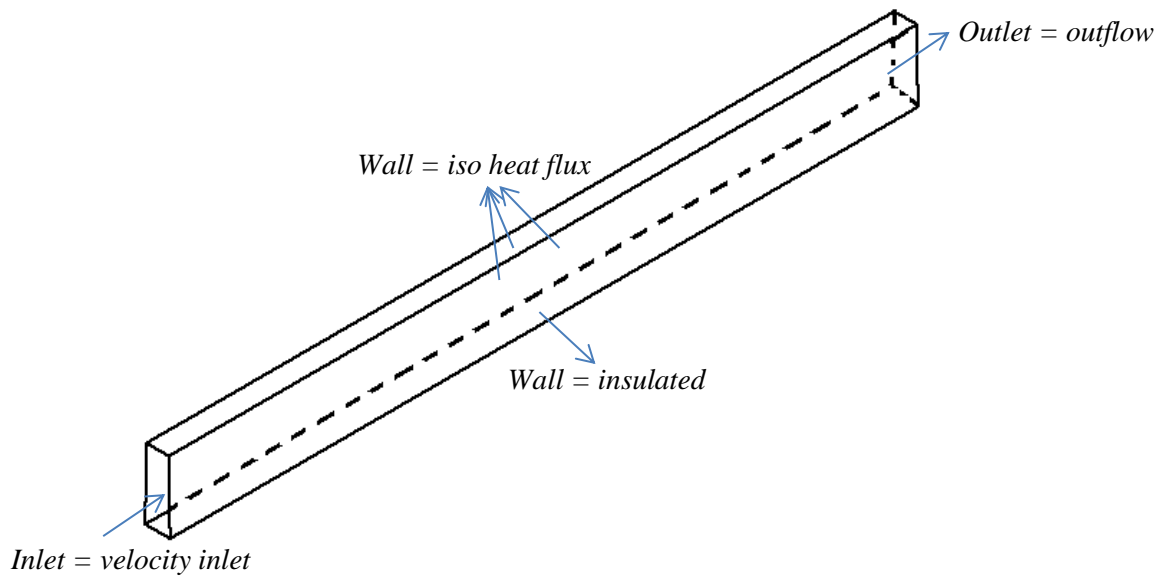
3.4. Rancangan Simulasi Numerik Menggunakan CFD

Simulasi numerik dilakukan untuk mengetahui perpindahan kalor yang diterima fluida udara serta besarnya efisiensi kolektor yang terjadi dalam saluran dengan adanya *obstacle*. Simulasi pada penelitian ini menggunakan bantuan *software* Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26. 3 tahapan penting dalam simulasi numerik adalah:

3.4.1 Pre-processing

Hal pertama yang dilakukan adalah menggambar domain yang akan dengan menggunakan *software* Gambit 2.4.6. Penentuan *boundary condition* yang digunakan pada simulasi numerik ini disesuaikan dengan kondisi eksperimen sebenarnya. Dimana fluida udara akan mengalir melalui *inlet* saluran berpenampang trapesium dengan atau tanpa *obstacle* pada bagian plat bawah, serta bagian sisi-sisi saluran berupa dinding. Selanjutnya dinding-dinding saluran beserta *obstacle* ini akan didefinisikan sebagai “*wall*”. Udara yang masuk pada bagian *inlet* akan didefinisikan sebagai *velocity_inlet* yaitu pada posisi $z = 0$, keluaran berupa *outflow* pada $z = 0,9$. Secara keseluruhan penentuan *boundary condition* ditunjukkan oleh Gambar 3.5.

Langkah selanjutnya adalah membuat *meshing*. *Mesh* yang digunakan adalah *mesh volume* pada saluran dengan atau tanpa *obstacle*. Sebelum memulai simulasi numerik, terlebih dahulu dilakukan *grid independency*. *Grid independence* pada penelitian ini menggunakan 5 macam *mesh*, yaitu dari *mesh* kasar sampai paling halus. Geometri, domain serta model *viscous* untuk *grid independence* harus sama untuk masing-masing tingkatan *mesh*. *Meshing* yang dipilih pada saat *grid independence* ini memperhitungkan banyaknya *cell* yang mempengaruhi lama iterasi serta besarnya ΔP ΔT dan Q_u .



Gambar 3.5: *Boundary condition*

3.4.2 Processing

Simulasi dilakukan menggunakan *software* Fluent 6.3.26 dengan memasukkan nilai-nilai pada *boundary condition* seperti pada Tabel 3.7. Simulasi dilakukan secara 3D dengan mengaktifkan 3ddp. Pada proses ini digunakan model Turbulensi RNG k- ϵ dengan mengaktifkan *enhancement wall treatment* yang merupakan model turbulensi yang terbaik untuk simulasi *solar air heater* Dongxu et al. (2015) dan Anil & Bhagoria (2013). Fluida yang digunakan adalah udara yang bersifat *incompressible* dengan nilai properties constan diperoleh dari Tabel *Air properties* sesuai temperatur ambient disajikan seperti pada Tabel 3.8.

Tabel 3.7 Parameter *Boundary condition*

<i>Boundary condition</i>	<i>Type</i>	<i>Value</i>
<i>Inlet</i>	<i>Velocity Inlet</i>	Kecepatan 2.62 m/s
<i>Outlet</i>	<i>Outflow</i>	-
Dinding	<i>Wall</i>	<i>Heat Flux</i> 620 W/m ²

Bawah	Wall	Insulated
-------	------	-----------

Tabel 3.8 Properties Fluida Udara

T_{in}	C_p	P	$Viscous$	K
K	J/kg.K	kg/m ³	kg/ms	W/mK
299	1.00698	1.16607	1.841×10^{-5}	0.02622

Pressure-velocity coupling diselesaikan menggunakan SIMPLE dengan diskritisasi *second order upwind* untuk *pressure*, *momentum*, *turbulent kinetic energy*, *turbulent dissipation energy* dan *energy*. *Convergence criterion* menggunakan 10^{-3} kecuali *energy* menggunakan 10^{-6} . Setelah proses iterasi selesai kemudian dilakukan *post-processing*.

3.4.3 Post-processing

Data dari proses iterasi kemudian diolah untuk mendapatkan beberapa parameter yang diperlukan antara lain seperti pada Tabel 3.9 Desain Simulasi.

Tabel 3.9 Desain Simulasi.

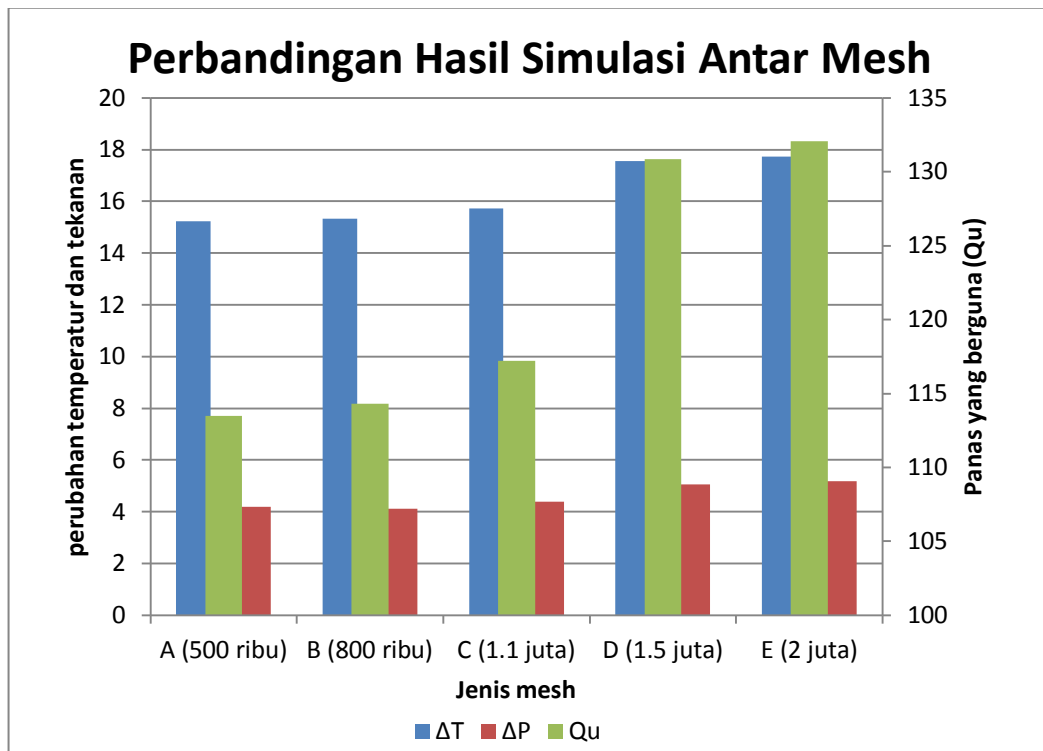
PARAMETER	
Didapat	T_{fin} , T_{fout} , P_{in} , P_{out}
Dihitung	Q_u , Efisiensi, Q_{loss} , $\Delta P / \Delta \text{efisiensi}$

3.4.4 Grid Independency

Tahapan-tahapan ini akan dilakukan pada tiap saluran baik tanpa *obstacle* untuk proses *grid independency* ataupun dengan *obstacle* untuk menentukan dimensi serta variasi jarak yang optimum. Hasil *grid independence* yang sudah dilakukan ditunjukkan oleh Tabel 3.10 dan Grafik 3.1 berikut.

Tabel 3.10: Hasil simulasi antara lima *mesh* yang diuji.

Tipe Mesh	Cells	T_{in}	T_{out}	ΔT	P_{in}	P_{out}	ΔP	Q_u	% ΔT	% ΔP	% Q_u
A (500 ribu)	421681	299,02	314,25	15,23	-0,27	-4,47	4,2	113,5			
B (800 ribu)	817889	299,02	314,36	15,34	-0,3	-4,41	4,11	114,3	0,7	-2,1	0,7
C (1.1 juta)	1095465	299,06	314,79	15,73	4,26	-0,13	4,39	117,2	2,5	6,8	2,5
D (1.5 juta)	1484581	299,06	316,62	17,56	4,96	-0,09	5,05	130,9	11,6	15,0	11,6
E (2 juta)	1970903	299,04	316,76	17,72	5,03	-0,16	5,19	132,0	0,9	2,8	0,9

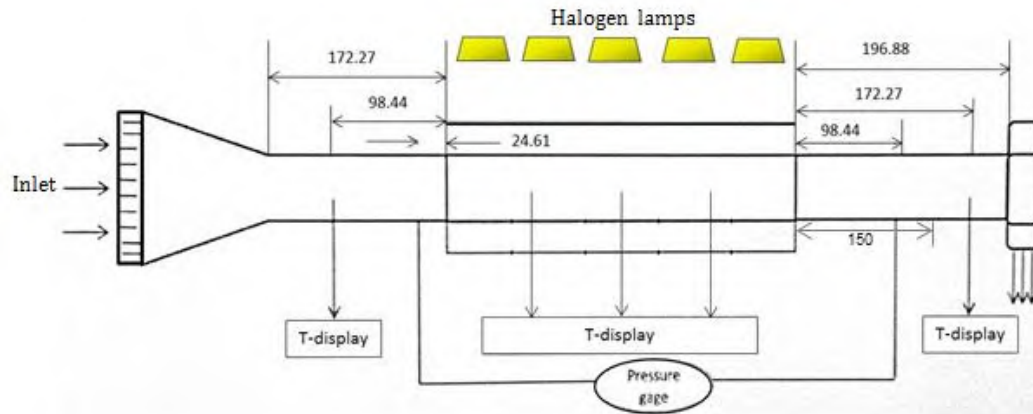


Grafik 3.1 Grafik perbandingan hasil simulasi antar *mesh*

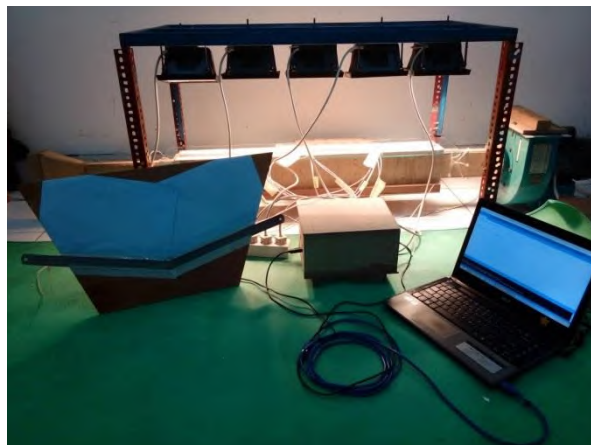
Pengambilan data kontur temperatur dan tekanan hasil simulasi numerik akan diambil pada beberapa bagian. Diantanya yaitu posisi *centerline* sejajar sumbu z sepanjang saluran (L) serta 3 zona sejajar sumbu x pada posisi $z = \frac{1}{2}L; \frac{1}{4}L; \frac{3}{4}L$. Sedangkan data secara kuantitatif dari hasil simulasi numerik diambil pada posisi setengah tinggi ukuran *obstacle* terkecil. Dimana semua data tersebut akan dibandingkan dengan *absorber* tanpa *obstacle*.

3.5 Rancangan Eksperimen

3.5.1 Rancangan Skema Sistem Kerja



Gambar 3.6: Skema penempatan *thermocouple* dan *pressure gauge*



Gambar 3.7 Gambar sistem eksperimen

Kolektor surya pemanas udara yang digunakan memiliki dimensi panjang 900 mm, lebar 30 mm, tinggi total sebesar 135 mm dari insulasi bagian bawah sampai kaca pada bagian penutup. Plat penyerap terbuat dari aluminium dan bercat hitam. Rangka terbuat dari kayu dan *styrofoam* setebal 2,5 cm sebagai isolator pada bagian samping kanan, kiri dan bawah. Kaca bening setebal 3 mm yang tahan panas, digunakan sebagai penutup dengan jarak absorber bagian atas dan kaca adalah 21,25 mm. Pada bagian *inlet* dan *outlet* dari saluran diberi *extend* saluran lurus serta *honeycomb* pada bagian *inlet*, agar udara masuk ke dalam saluran lebih seragam sesuai ketentuan ASHRAE (ASHRAE 93-1986, 1986). Pada bagian *outlet* dari saluran akan dipasang *pitot static*

tube untuk mengukur besarnya kecepatan udara. Dimana jarak peletakkannya 150 mm dari bagian *outlet* saluran.

Ketentuan peletakkan masing-masing alat adalah untuk *pressure gauge* diletakkan pada bagian *inlet* dengan jarak $0.5\sqrt{ab} = 24.61$ mm, *outlet* pada jarak $2\sqrt{ab} = 98,44$ mm. Untuk alat *thermocouple* pada bagian *inlet* diletakkan pada jarak $2\sqrt{ab} = 98,44$ mm dan *outlet* sebesar $3,5\sqrt{ab} = 172,27$ mm. Serta untuk penambahan *extend* saluran lurus sebelum *inlet* yang akan terhubung dengan *honeycomb* adalah sepanjang $3,5\sqrt{ab} = 172,27$ mm. Untuk bagian *outlet* yang akan terhubung dengan *blower* akan diberi tambahan saluran lurus dengan panjang $4\sqrt{ab} = 196,88$ mm. Detail gambar skema penelitian ini ditunjukkan oleh Gambar 3.6.

3.5.2. Parameter yang Akan Diukur dan Peralatan Penelitian

Selama proses pengujian kolektor surya terdapat beberapa parameter yang akan diukur. Berikut parameter yang akan diukur:

1. Temperatur fluida masuk saluran $T_{f,in}$
2. Temperatur fluida keluar saluran $T_{f,out}$
3. Temperatur kaca penutup T_{cg}
4. Temperatur *absorber* T_{abs}
5. Temperatur lingkungan T_{amb}
6. Tekanan masuk saluran P_{in}
7. Tekanan keluar saluran P_{out}
8. Intensitas radiasi I_T
9. Kecepatan fluida kerja V_f

Dari penelitian secara eksperimen akan didapatkan besarnya temperature pada sisi atas dan samping absorber dengan masing-masing bagian diletakkan 3 sensor temperatur (area *upsteam*, *center* dan *downstream*). Temperature *cover glass* juga diletakkan 3 sensor seperti halnya pada *absorber*. Serta akan diukur pula besarnya tekanan pada sisi *inlet* dan *outlet* dari saluran.

Adapun variabel-variabel yang digunakan pada penelitian ini seperti ditunjukkan pada Tabel 3.11 berikut ini:

Tabel 3.11 Tabel variabel penelitian

INPUT	
Variabel Tetap	Variabel Kontrol
Dimensi Kolektor <i>Obstacle</i> dan Jarak Optimum	$V = 2.62; 3.28; 3.93; 4.59 \text{ m/s}$ $I = 520, 620, 720 \text{ W/m}^2$
OUTPUT	
Diukur	Tamb, Tcg, Tabs, Tfin, Tfout
Dihitung	$Q_{\text{loss}}, Q_u, \text{Efisiensi}$

Pada percobaan kali ini menggunakan berbagai macam peralatan, baik alat uji maupun alat bantu ukur. Diantaranya adalah:

1. Nozzle sebagai pengarah fluida kerja, dimana bagian dalamnya diberi *honeycomb* agar aliran laminar.



Gambar 3.8 *Honeycomb*

2. Lampu halogen 5 buah dengan masing-masing memiliki daya 500W sebagai pengganti matahari, karena penelitian dilakukan secara artificial.



Gambar 3.9 Lampu halogen

3. Kolektor surya jenis *Trapezoidal* yang didalamnya terdapat *obstacle*.
4. *Blower*, digunakan sebagai penghembus udara masuk saluran kolektor



Gambar 3.10 *Blower*

5. Rangkaian *thermocouple*, digunakan untuk mengetahui nilai temperatur pada titik tertentu saat pengambilan data.



Gambar 3.11 Rangkaian *Thermocouple*

7. *Dimmer*, digunakan untuk mengatur besar intensitas cahaya lampu halogen



Gambar 3.12: *Dimmer*

8. *Thermo-infrared*, untuk memvalidasi temperatur *absorber* dan *cover glass* yang terbaca oleh sensor temperatur.



Gambar 3.13: *Thermo-infrared*

9. Anemometer, digunakan sebagai pengukur kecepatan angin



Gambar 3.14: Anemometer

10. Pyranometer, digunakan untuk mengukur intensitas radiasi.

No.Seri : S 97048.32ML-020VM.

Buatan : Eko Instrument Trading Co.Ltd-Jepang.

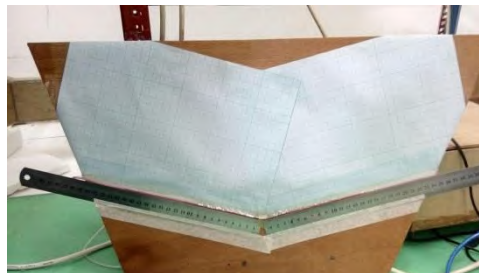
Konversi : 7.65 mV/kW.m².



Gambar 3.15: Pyranometer

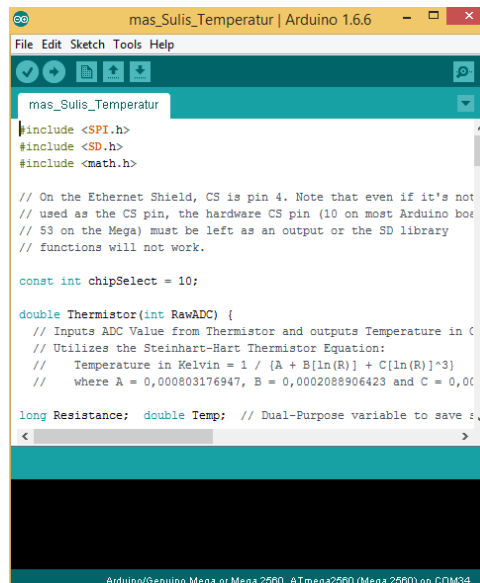
11. Manometer, digunakan untuk mengukur besarnya perubahan tekanan (*pressure drop*). Data yang terbaca pada manometer adalah perubahan ketinggian cairan pada selang (ΔS). Untuk mendapatkan nilai *pressure drop*, ΔS ini akan dikoversikan menjadi ΔP dengan menggunakan rumusan:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot h = \rho \cdot g \cdot 2S \cdot \sin 15^\circ$$



Gambar 3.16 Manometer

12. *Software temperature display*, digunakan untuk merekan dan menampilkan data temperatur yang dibaca oleh thermocouple



Gambar 3.17 *Software temperature display*

3.5.3 Langkah-langkah Penelitian

Dalam penelitian secara eksperimen ini terdapat beberapa tahap yang harus dilakukan yaitu:

a. Tahap Persiapan

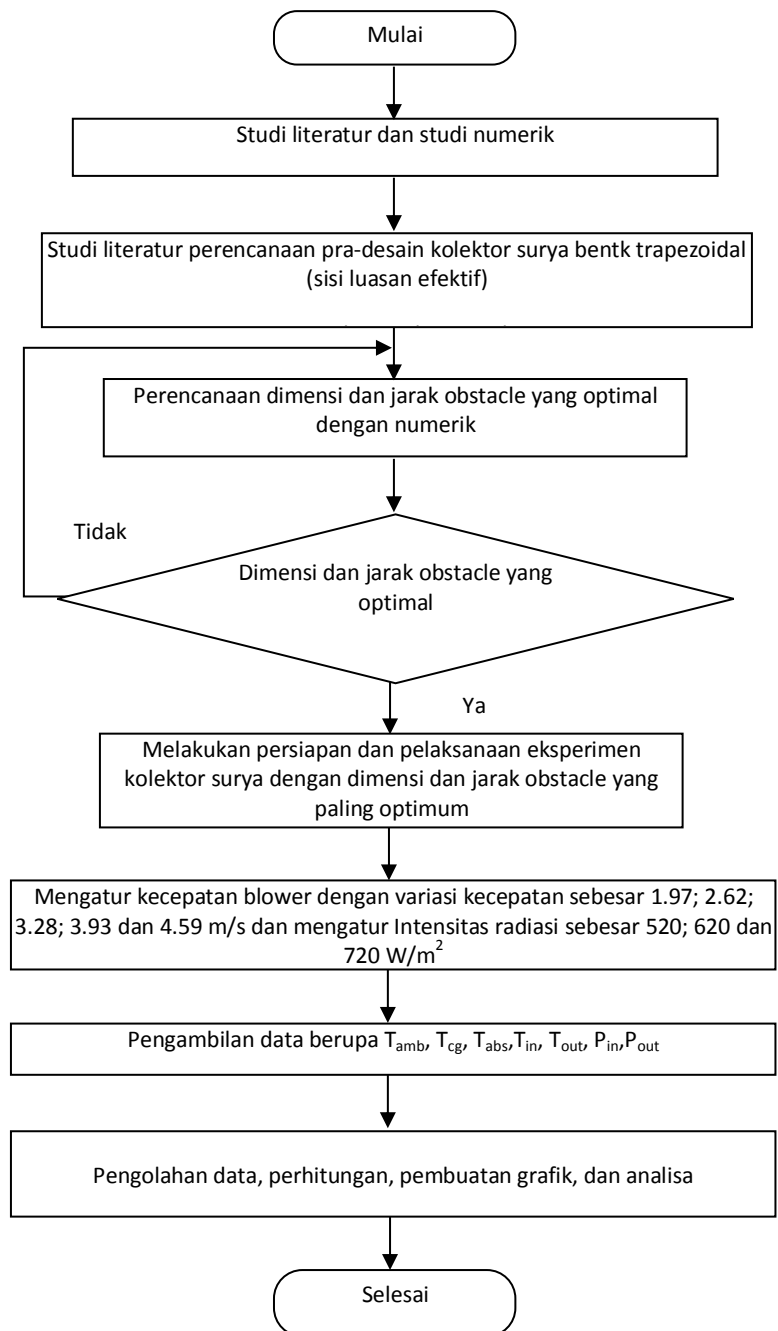
1. Mempersiapkan dan memastikan semua peralatan yang akan digunakan dalam kondisi baik sebelum digunakan, yaitu meliputi pyranometer, lampu halogen, *blower*, anemometer, *thermocouple*, serta rangkaian listrik yang akan digunakan.
2. Merangkai semua peralatan utama dan alat bantu.

b. Tahap Pengambilan Data

1. Memastikan semua peralatan yang dibutuhkan sudah terpasang pada tempatnya.
2. Menyalakan lampu halogen untuk menyinari rangkaian saluran penelitian dengan besar intensitas sesuai variasi
3. Memvariasikan kecepatan udara dengan mengatur *gate* pada *blower*
4. Menunggu alat hingga dalam keadaan *steady*
5. Mengambil data yang dibutuhkan

6. Mengulangi langkah yang sama untuk semua variasi yang ada
- c. Tahap Akhir
1. Menurunkan kecepatan *blower* kemudian mematikannya
 2. Mematikan semua peralatan listrik
 3. Meletakkan peralatan utama dan bantu sesuai tempatnya.

3.6 Diagram Alir Penelitian



3.7 Grafik yang Dihasilkan

Grafik yang akan dibuat meliputi :

1. Kenaikan temperatur *absorber* terhadap jarak
2. Kenaikan temperatur *cover glass* terhadap jarak
3. Perubahan temperature udara terhadap kecepatan
4. Penurunan tekanan terhadap kecepatan
5. Q_{loss} terhadap kecepatan
6. Q_{useful} terhadap kecepatan
7. Efisiensi

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Simulasi Numerik dan Pembahasan

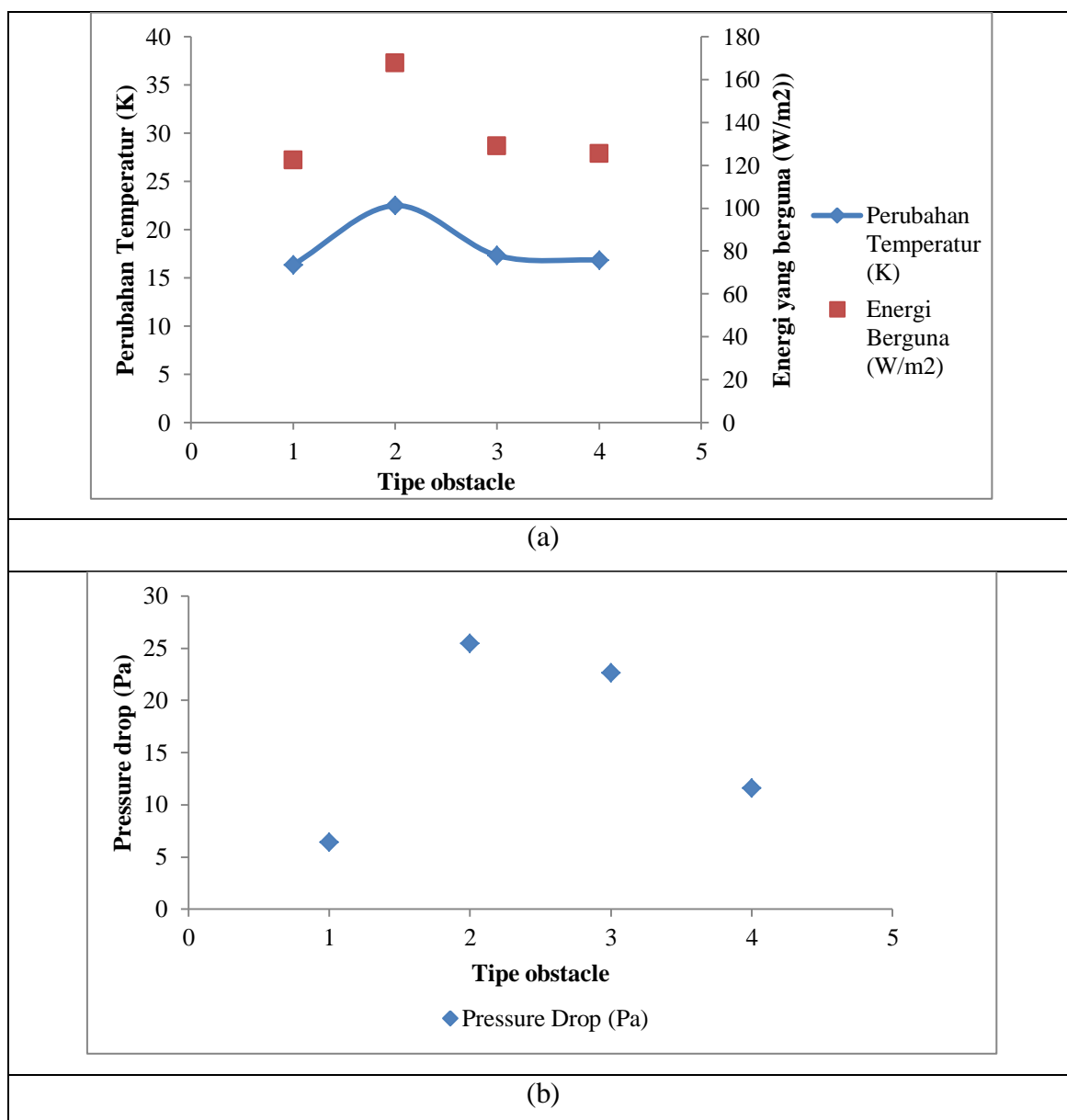
Simulasi numerik dilakukan pada saluran kolektor yang memiliki penampang berbentuk trapesium dengan spesifikasi dimensi sesuai hasil perhitungan secara matematis pada pra-desain, yaitu penampang yang memiliki nilai energi yang berguna paling tinggi. Penambahan *obstacle* pada *Solar air heater* juga merupakan cara untuk meningkatkan perpindahan panas dalam saluran kolektor. Peningkatan perpindahan panas tersebut ditandai dengan kenaikan temperatur. Sehingga diharapkan hal tersebut akan mampu menaikkan efisiensi dari sistem *Solar air heater*. Dimana, kenaikan temperatur merupakan selisih antara temperatur udara masuk dan temperatur udara keluaran. Kesimpulan yang didapatkan dari simulasi numerik adalah ukuran dimensi terbaik *obstacle* dan *ratio* terbaik antara jarak susun dengan tinggi *obstacle* yang disusun secara *inline*.

4.1.1 Variasi Dimensi *Obstacle*

Kenaikan temperatur yang didapatkan dalam simulasi ini diprediksi dengan baik yang ditunjukkan pada Tabel 4.1 dan Gambar 4.1. Tabel dan gambar tersebut menunjukkan hasil bahwa saluran kolektor tanpa *obstacle* memiliki kenaikan temperatur terendah sebesar 16.36 K. Saluran kolektor dengan *obstacle* tipe 0.5, yaitu dimensi *obstacle* yang merupakan perbandingan dimensi saluran dan *obstacle* sebesar 0.5 memiliki kenaikan temperatur tertinggi sebesar 22.48 K. Kenaikan temperatur tertinggi ini disebabkan karena aliran udara masuk mengenai *obstacle*. Aliran udara yang semula hanya melewati bagian tengah saluran tanpa gangguan akan diarahkan kebagian samping dan atas pelat *absorber* dengan adanya *obstacle*. Selain itu aliran yang terbentuk pada fluida kerja akan semakin acak atau turbulen. Sehingga aliran fluida udara yang mengenai plat *absorber* akan terpanasi secara merata dan temperatur udara yang keluar kolektor lebih tinggi dibandingkan saluran tanpa *obstacle*.

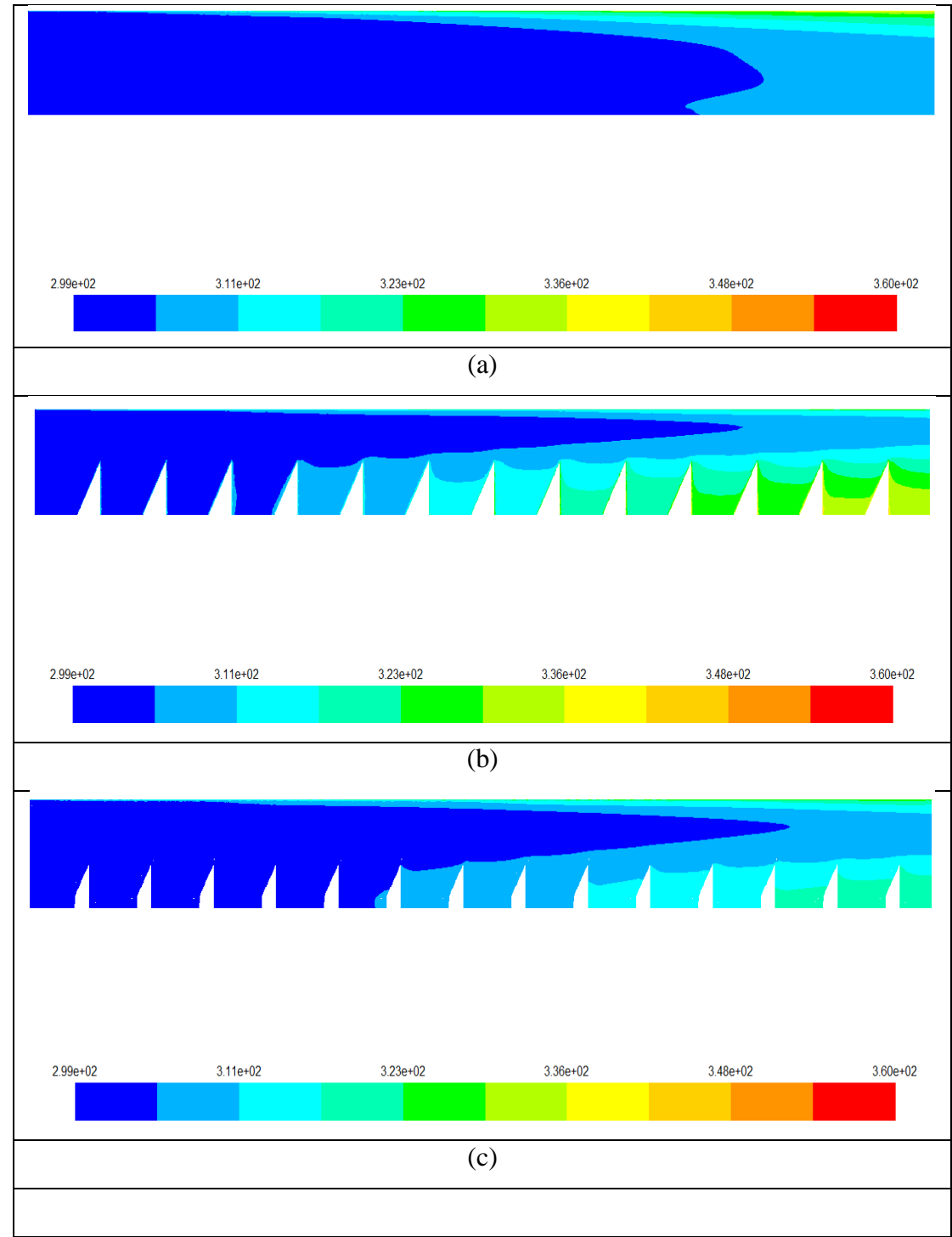
Tabel 4.1 Data Hasil Simulasi

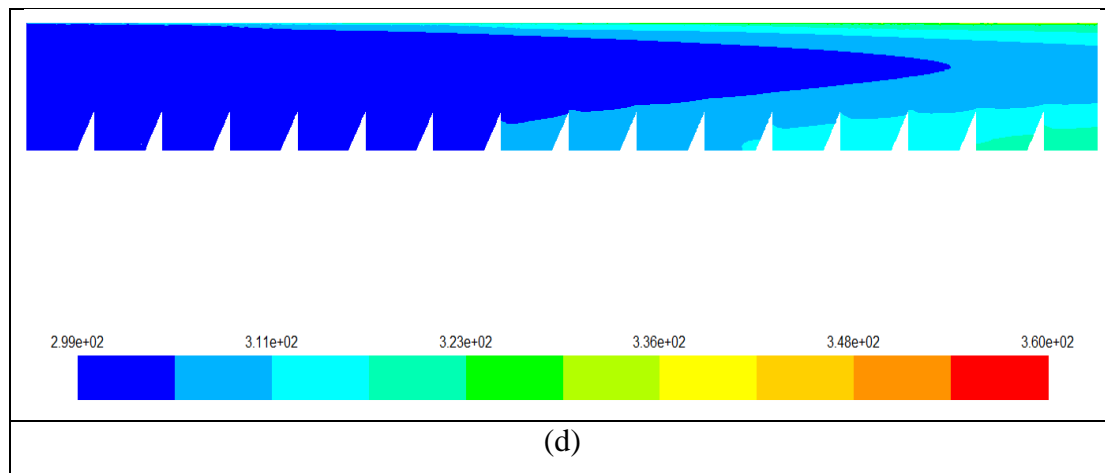
Type	Perubahan Temperatur (K)	Pressure drop (Pa)	Energi Berguna (W/m^2)	Effectiveness
no obstacle	16,36	6,36	122	0
0.5	22,489	25,41	168	0,12
0.4	17,313	22,6	129	2,08
0.3	16,83	11,558	125	0,06



Gambar 4.1 Grafik hasil data simulasi variasi dimensi *obstacle* (a) ΔT & Q_u , (b) ΔP

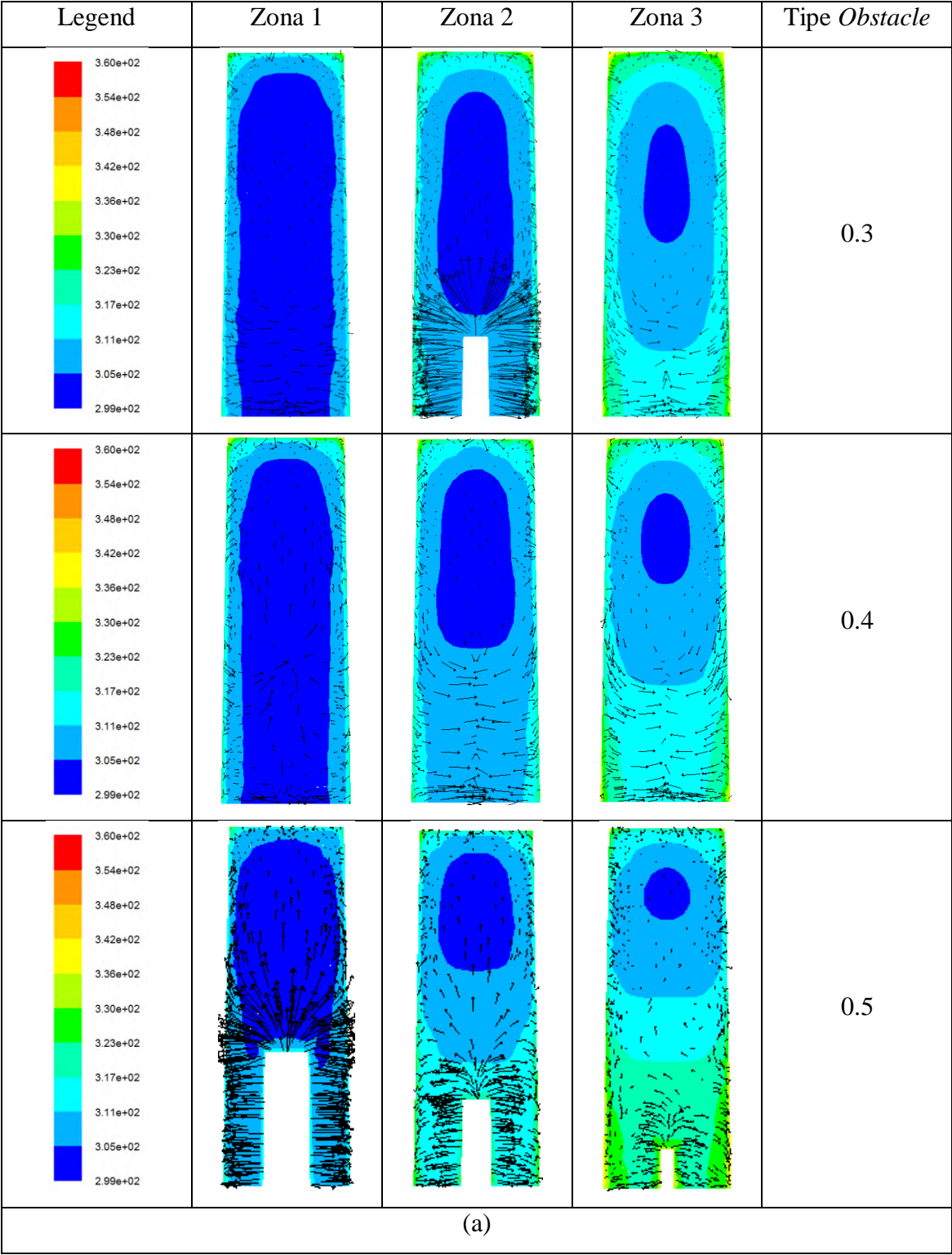
Kenaikan temperatur ini dapat dibuktikan pula dengan kontur distribusi temperatur yang dihasilkan, seperti pada Gambar 4.2. Distribusi temperatur ini ditunjukkan dengan perubahan warna kontur temperatur pada kolektor tanpa *obstacle* dan dengan penambahan *obstacle*. Kontur temperatur yang disajikan ini merupakan kontur pada bagian *centerline* dari saluran pada arah sumbu z.

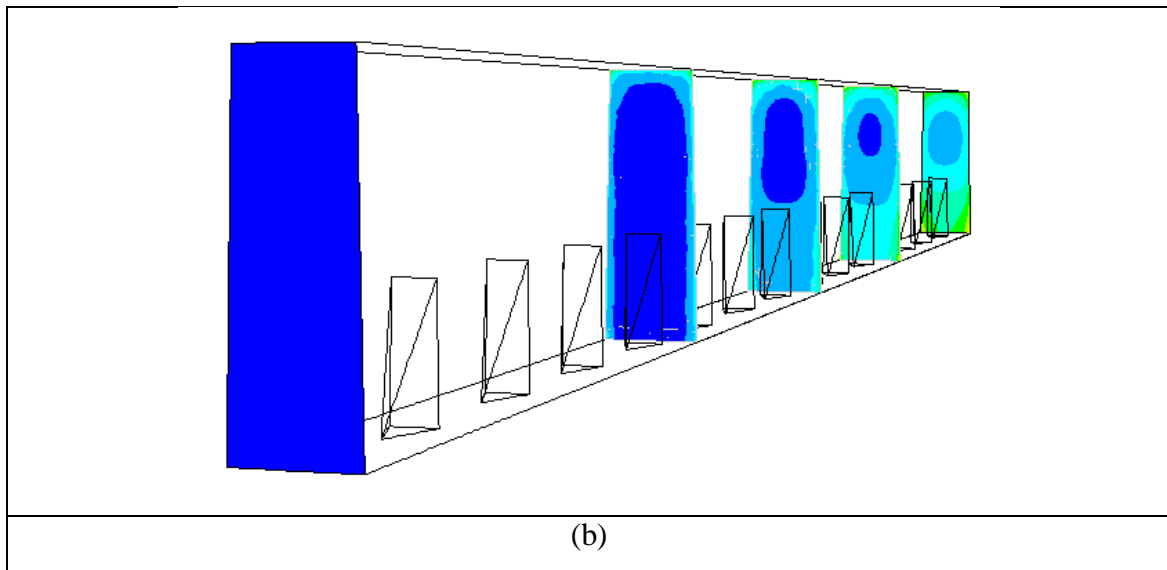




Gambar 4.2 Kontur temperatur variasi dimensi (a) tanpa *obstacle*; (b) tipe 0.5; (c) tipe 0.4; dan (d) tipe 0.3

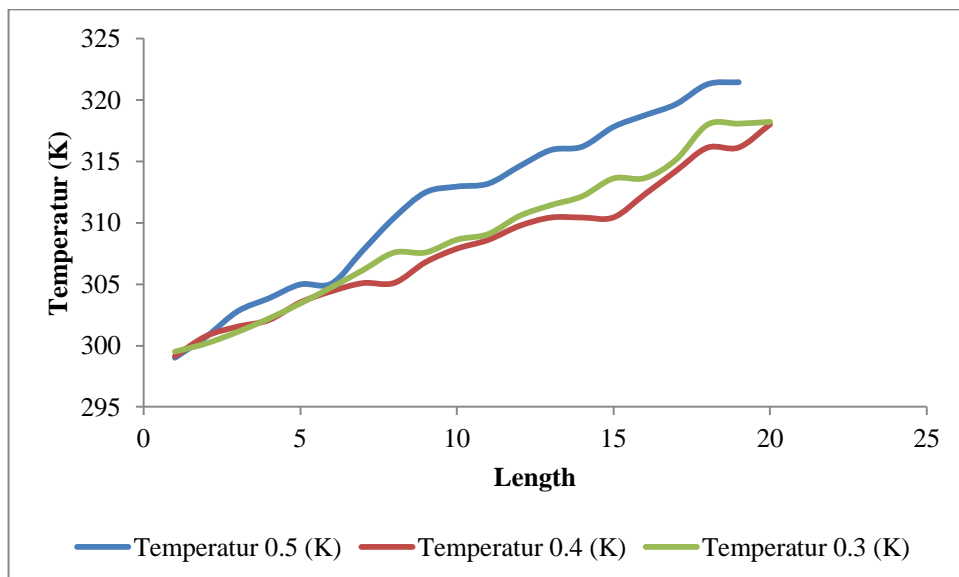
Pada distribusi temperatur yang ditunjukkan oleh Gambar 4.3 terlihat bahwa dengan menambahkan *obstacle* pada bagian bawah saluran mampu meningkatkan temperatur keluaran. Hal ini dibuktikan dengan kontur warna distribusi temperatur semakin terang mendekati sisi keluaran dari saluran. Penambahan *obstacle* ini menyebabkan meningkatnya perpindahan kalor dibanding tanpa *obstacle*. Semakin besar dimensi dari *obstacle* pun mempengaruhi hasil temperatur keluaran yang semakin besar pula. Karena semakin besar dimensi *obstacle*, aliran fluida akan semakin acak dan semakin banyak pula fluida yang diarahkan ke dinding-dinding *absorber* sehingga perpindahan kalor antara fluida kerja dan plat *absorber* semakin merata. Gambar 4.4 juga menunjukkan kontur temperatur dengan menggunakan arah vektor temperatur. Kontur diambil pada penampang yang sejajar sumbu x pada berbagai zona. Dari gambar terlihat bahwa ketika mendekati sisi keluaran (zona 3) kontur semakin terang, yang artinya temperatur semakin meningkat. Arah vektor ketika mengenai *obstacle* pun mengarah ke sisi-sisi *absorber* sehingga aliran fluida terpanasi maksimal ketika mengenai *obstacle*.





Gambar 4.4 Kontur temperatur pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor temperatur pada masing-masing tipe *obstacle*; (b) tampilan isometri tipe *obstacle* 0.4.

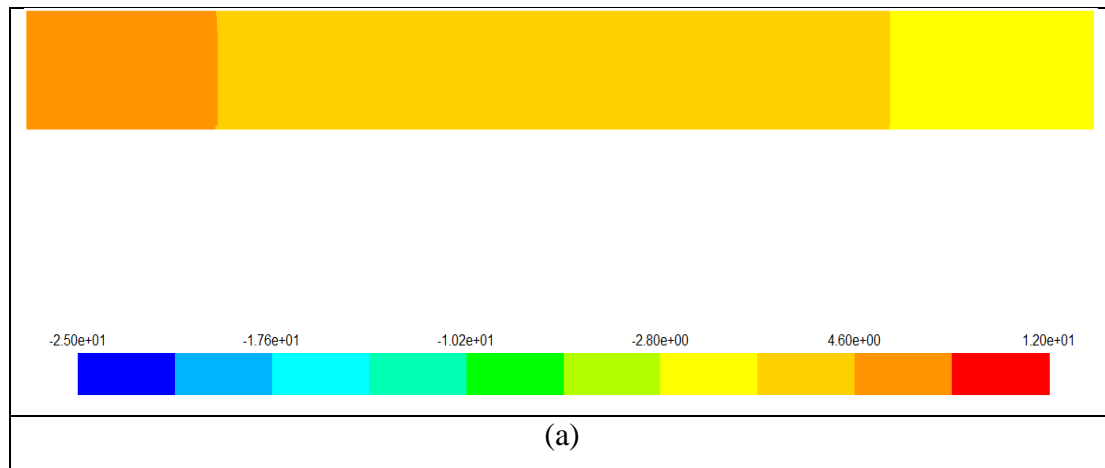
Kenaikan temperatur ini pun dapat dibuktikan secara kuantitatif yang disajikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 4.5. Data kuantitatif ini diambil pada bagian yang sama untuk semua tipe *obstacle*, yaitu sepanjang sumbu z pada saat sumbu y sebesar setengah tinggi *obstacle* terkecil. Berdasarkan grafik tersebut, terbukti bahwa aliran fluida semakin mendekati sisi keluaran maka temperatur semakin meningkat.

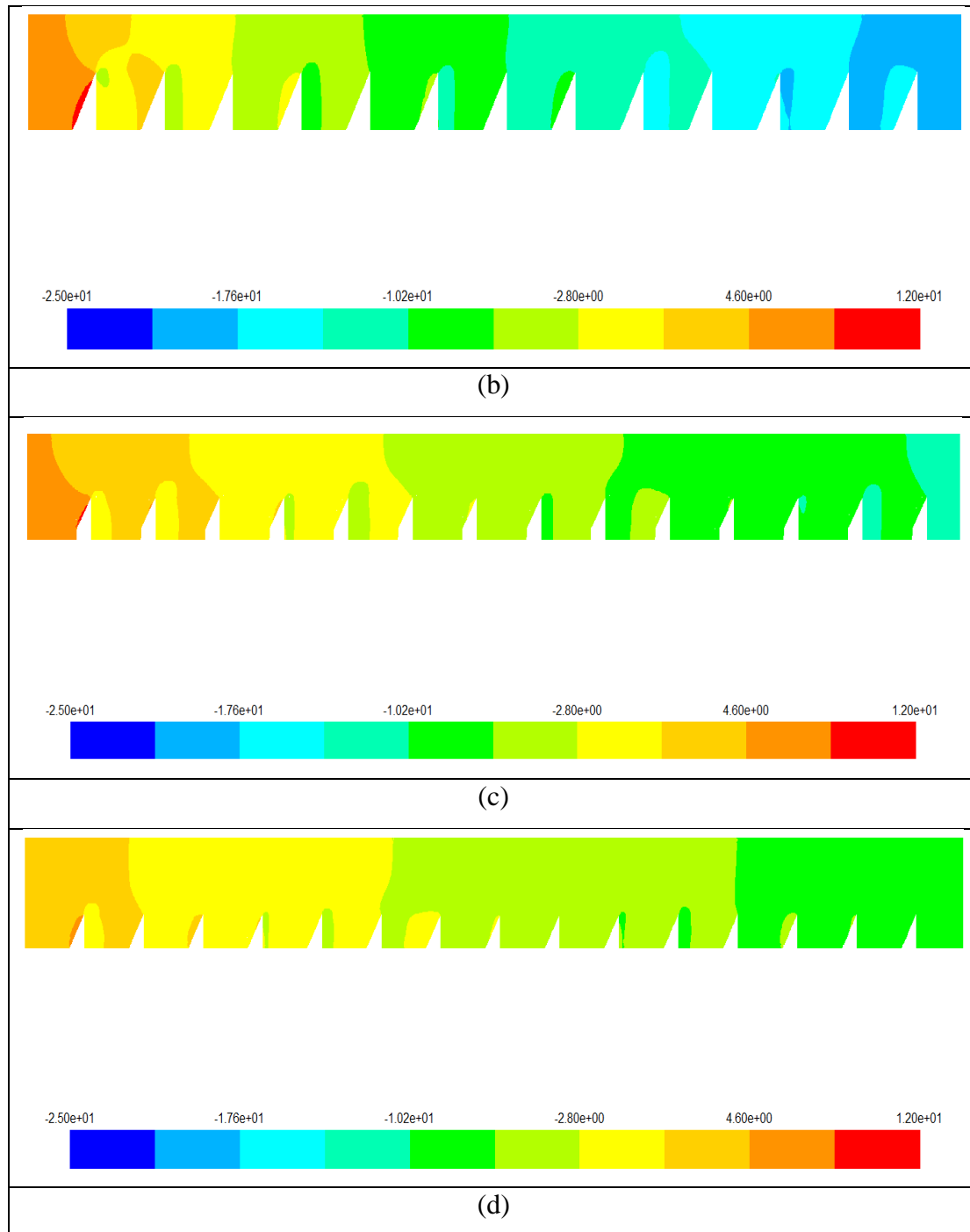


Gambar 4.5 Grafik hasil kontur temperatur sepanjang sumbu z.

Dengan adanya penambahan *obstacle* sekaligus akan menurunkan tekanan dari fluida udara masuk yang bekerja dalam saluran (*pressure drop*). *Pressure drop* ini pun dapat diprediksi dengan baik oleh simulasi numerik, yang ditunjukkan pada tabel 4.1 dan secara visual ditampilkan secara grafik pada gambar 4.1. *Pressure drop* tertinggi juga didapatkan pada *obstacle* tipe 0.5 yaitu sebesar 25.41 Pa dibandingkan dengan tanpa *obstacle* yang hanya 6.36 Pa. Hal ini disebabkan karena semakin besar dimensi *obstacle* maka diemeter hidrolis (D_h) saluran semakin kecil, sehingga mempengaruhi besarnya nilai *friction factor* dari permukaan yang semakin besar. Ketika aliran dalam suatu saluran memiliki *friction factor* yang besar, maka *pressure drop* yang terjadi dalam saluran juga akan semakin besar. Hal ini sesuai dengan perumusan *pressure drop*, yaitu: $\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}$, dimana besar nilai *friction factor* (f) merupakan perbandingan antara kekasaran permukaan relatif terhadap besar diameter hidrolis saluran.

Selain itu penurunan tekanan ini juga dapat ditunjukkan dengan adanya kontur tekanan yang dihasilkan pada simulasi numerik seperti pada Gambar 4.6. Gambar tersebut menunjukkan warna kontur distribusi tekanan yang semakin gelap pada sisi keluaran saluran dibanding tanpa *obstacle*.

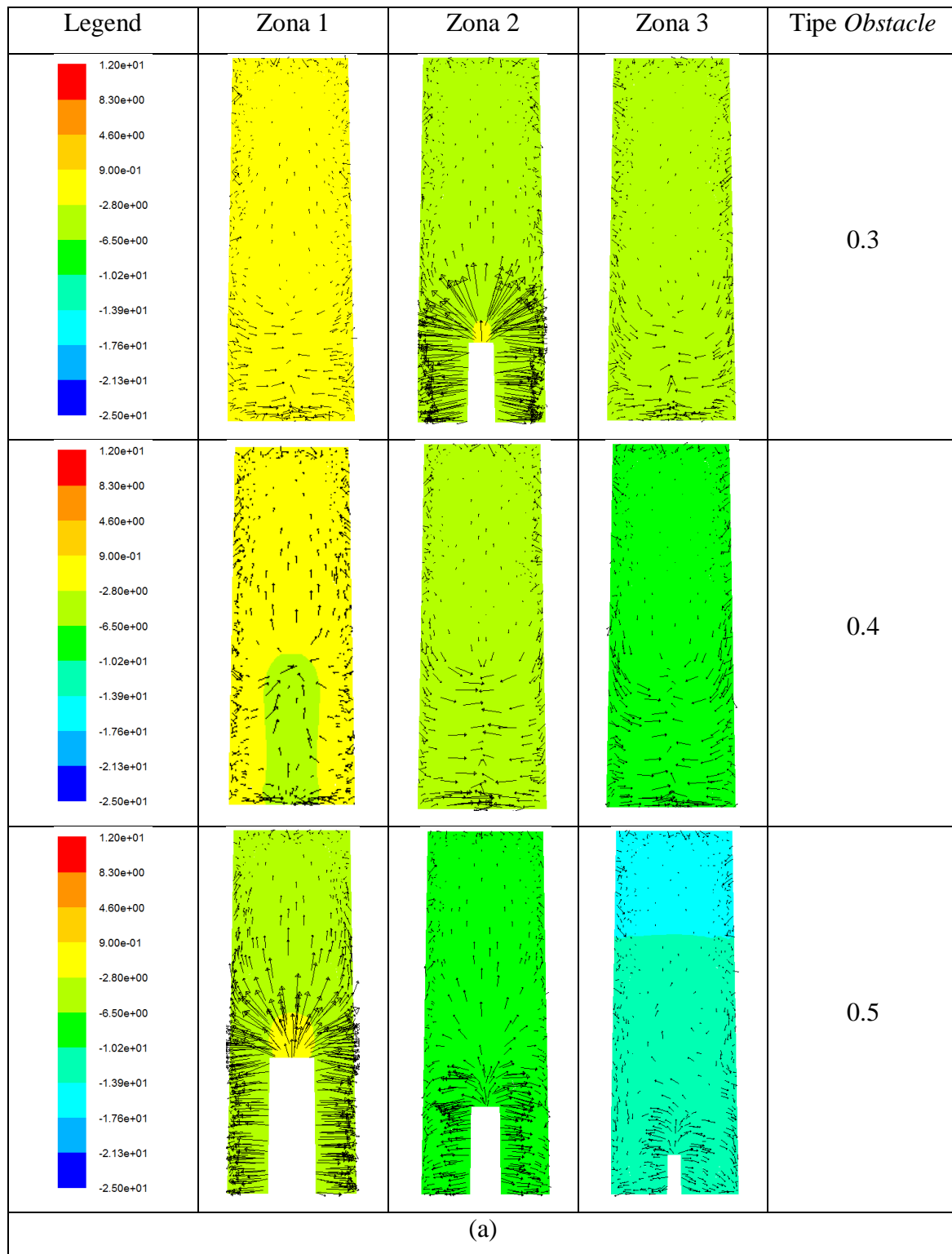


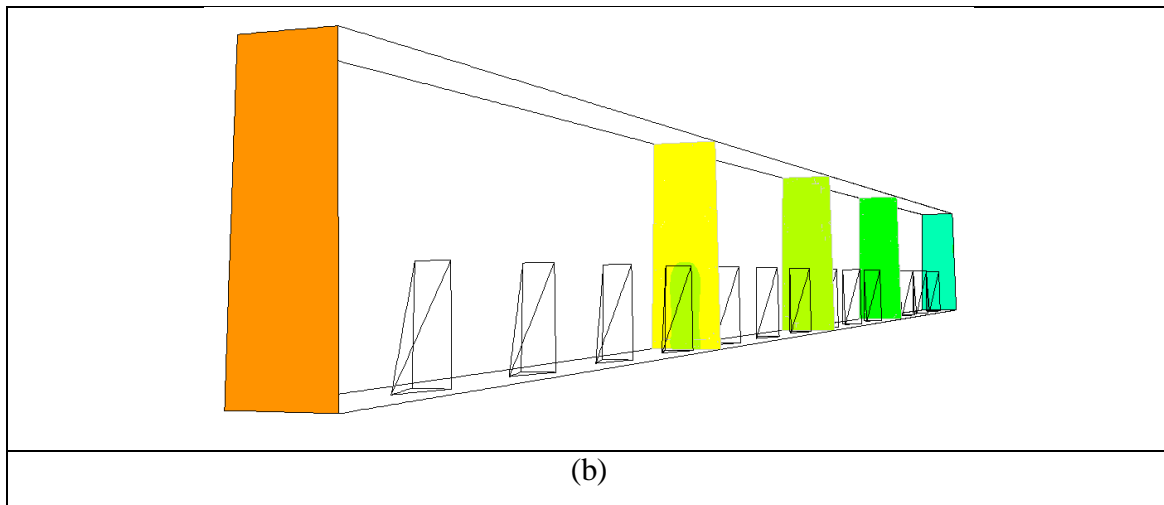


Gambar 4.6 Kontur tekanan variasi dimensi (a) tanpa *obstacle*; (b) tipe 0.5; (c) tipe 0.4; dan (d) tipe 0.3

Gambar 4.7 menunjukkan arah vektor aliran dalam saluran untuk analisa tekanan. Gambar diambil pada sumbu $= \frac{1}{2}L; \frac{1}{4}L; \frac{3}{4}L$, dengan penampang sejajar sumbu x. terlihat bahwa warna kontur pada zona 3 semakin menuju kearah gelap (biru), yang

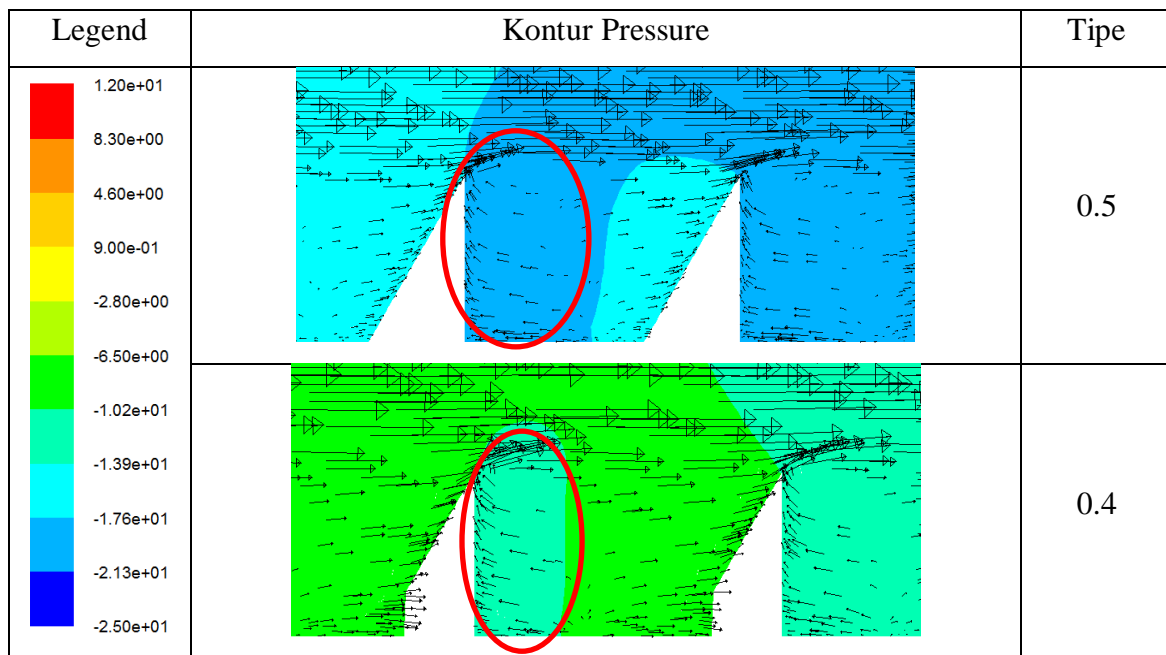
artinya tekanan semakin menurun. Begitu pula arah vektor aliran yang terganggu ketika mengenai *obstacle* dan arah vektor berbalik tepat setelah melewati *obstacle* (*secondary flow*).

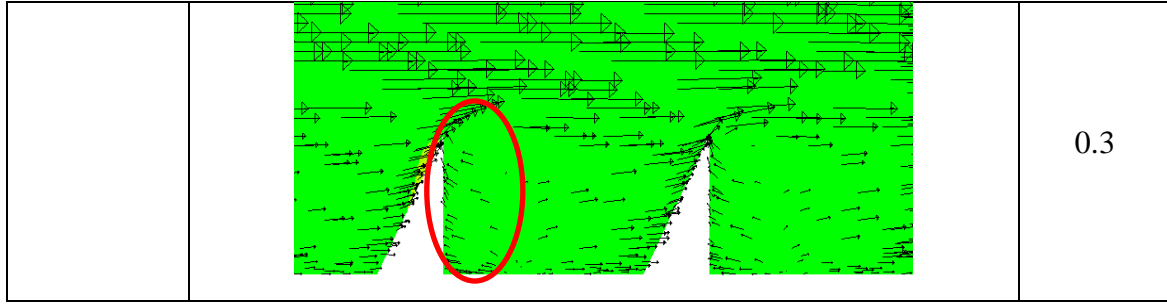




Gambar 4.7 Kontur tekanan pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor tekanan pada masing-masing tipe *obstacle*; (b) tampilan isometri tipe *obstacle* 0.4

Fenomena yang terjadi pada saluran sehingga dapat menurunkan tekanan aliran fluida juga dapat ditangkap dari hasil simulasi numerik seperti Gambar 4.8. Aliran yang mengenai *obstacle* akan membentuk aliran sekunder pada sisi belakang *obstacle*. Aliran sekunder ini akan semakin banyak dan besar jika dimensi *obstacle* semakin besar. Hal ini ditunjukkan dengan vektor arah aliran yang berbalik setelah melalui *obstacle* yang semakin banyak pada *obstacle* tipe 0.5.





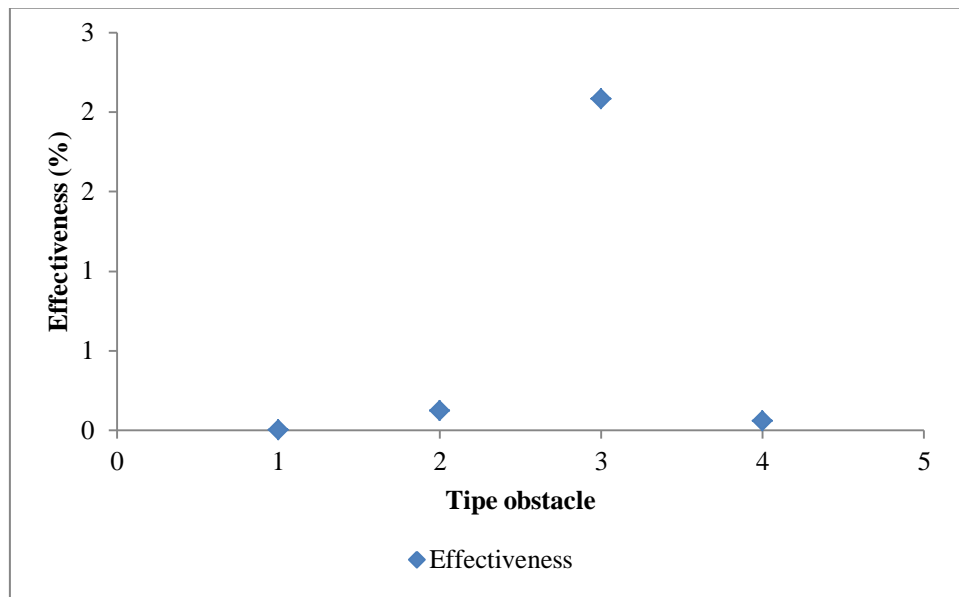
Gambar 4.8 Fenomena terjadinya aliran sekunder dengan penampang sejajar sumbu z pada masing-masing tipe *obstacle*

Data hasil temperatur dan *pressure drop* dari simulasi numerik selanjutnya akan diplotkan kedalam grafik *effectiveness* untuk mengetahui nilai yang paling optimum dari ketiga variasi dimensi *obstacle*. Nilai dari *effectiveness* itu sendiri merupakan *ratio* antara *gain* energi yang berguna terhadap *gain* energi yang diberikan pada aliran fluida melintasi saluran kolektor ketika ada penambahan variasi dimensi *obstacle*, atau jika dinyatakan secara matematis:

$$effectiveness = \left| \frac{\Delta Q_{u,thermo}}{\Delta Q_{pump}} \right| = \left| \frac{Q_{u,2} - Q_{u,1}}{Q_{u,1}} \right| / \left| \frac{\dot{u}(\Delta P_2 - \Delta P_1)}{\dot{u} \cdot \Delta P_1} \right|. \quad \text{Selanjutnya} \quad \text{dapat}$$

disederhanakan kembali menjadi $effectiveness = \left| \frac{Q_{u,2} - Q_{u,1}}{Q_{u,1}} \right| / \left| \frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{\Delta P_1} \right|$

Tujuan penentuan *obstacle* yang paling optimum ini akan digunakan dalam penelitian secara eksperimen yaitu dengan memilih nilai *effectiveness* paling tinggi. Besarnya nilai *effectiveness* Dengan harapan semakin besar variasi dimensi *obstacle* mampu meningkatkan energi yang berguna (Q_u), namun dengan perubahan *pressure drop* yang sekecil mungkin. Gambar 4.9 menunjukkan nilai *effectiveness* pada tiap variasi tipe dimensi *obstacle*. Berdasarkan grafik tersebut diperoleh nilai *effectiveness* terbesar 2.08 untuk *obstacle* tipe 0.4, sehingga *obstacle* dengan tipe ini dinyatakan paling optimum dan akan digunakan untuk eksperimen.



Gambar 4.9 *Effectiveness* tiap variasi dimensi *obstacle*

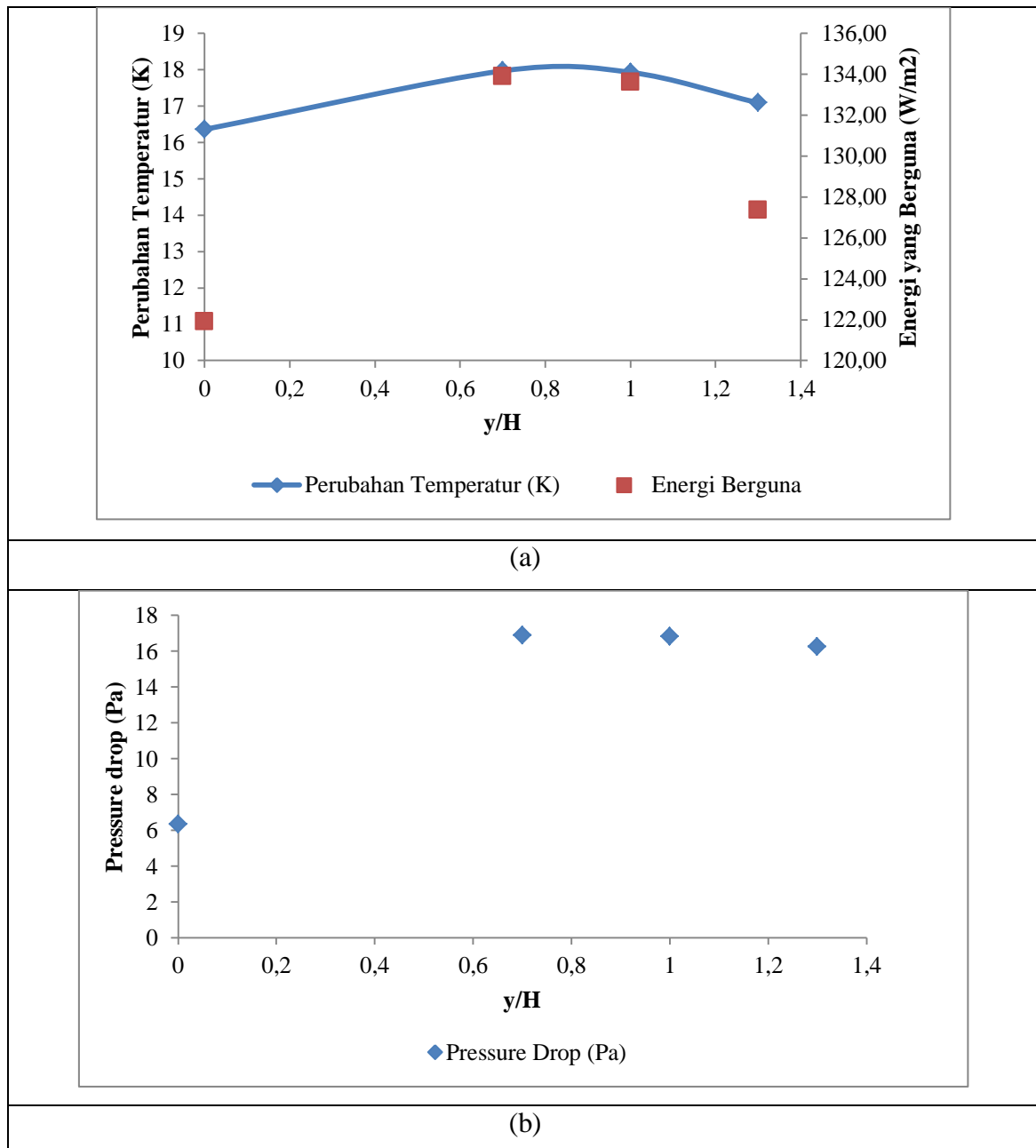
4.1.2 Variasi Jarak antar *Obstacle* (y/H)

Setelah memperoleh jenis *obstacle* yang paling optimum yakni *obstacle* tipe 0.4, selanjutnya simulasi dilanjutkan untuk mendapatkan jarak optimum. Simulasi dilakukan pada *obstacle* tipe M dengan variasi *ratio* jarak susun antar *obstacle* terhadap tinggi *obstacle* (y/H) 1,3; 1 dan 0,7. Berdasarkan simulasi diperoleh grafik seperti pada table 4.2, menunjukkan nilai kenaikan temperatur dan penurunan tekanan untuk setiap variasi *ratio* y/H. Kenaikan temperatur tertinggi 17.97 K terjadi saat y/H 0.7, sedangkan penurunan tekanan terbesar adalah sebesar 26.897 Pa juga pada saat y/H 0.7 . Data kenaikan temperatur dan *pressure drop* ini akan diolah untuk mendapatkan nilai *effectiveness* seperti pada penentuan dimensi *obstacle* sebelumnya.

Tabel 4.2 Data hasil Simulasi variasi jarak *obstacle*

y/H	Perubahan Temperatur (K)	<i>Pressure drop</i> (Pa)	Energi Berguna	<i>Effectiveness</i>
0	16,36	6,36	121,91	0
1,3	17,09	26,26	127,35	0,01
1	17,93	26,85	133,61	2,19
0,7	17,97	26,897	133,91	1,27

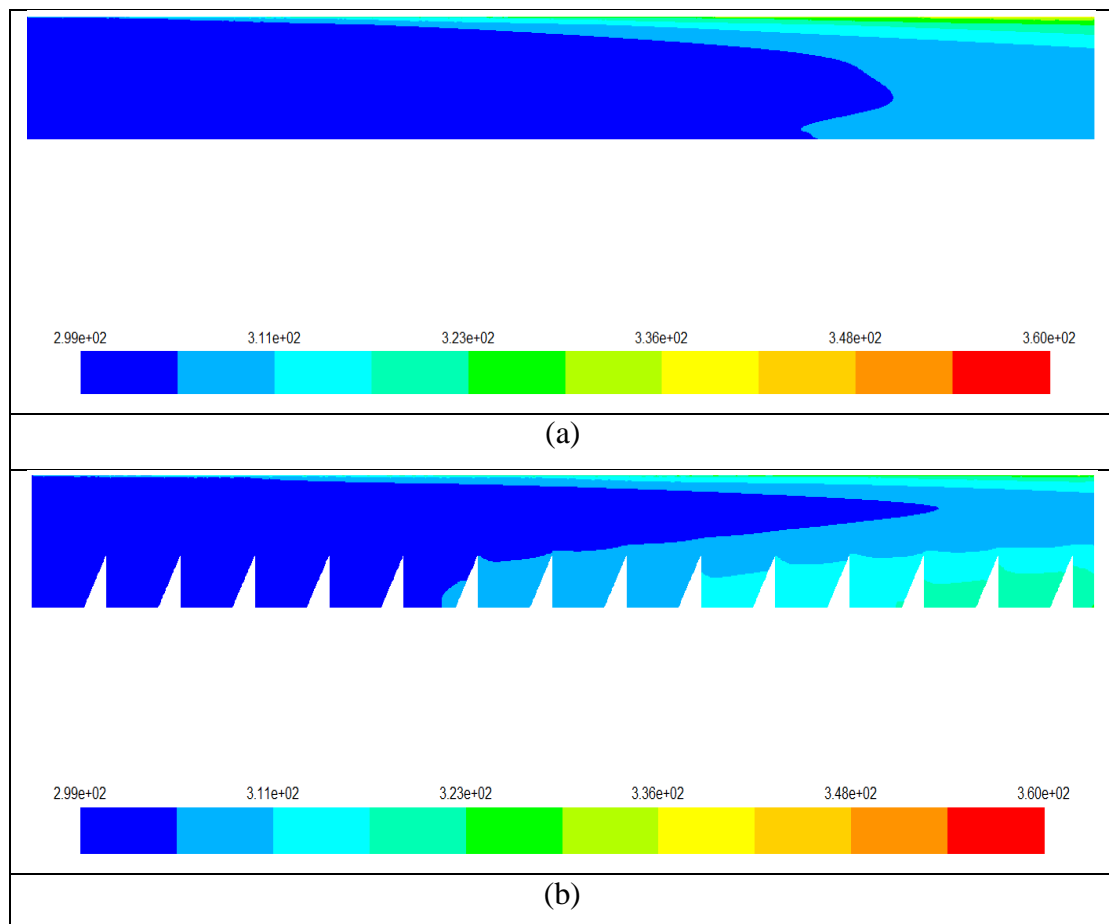
Data kuantitatif pada tabel 4.2 disajikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 4.10. Dari grafik terlihat bahwa semakin besar perubahan temperatur fluida kerja, besarnya energy yang berguna pun semakin besar. Karena semakin besar temperatur keluaran maka semakin banyak energi yang dapat dimanfaatkan. Dimana dalam hal ini adalah sebagai pemanas udara.

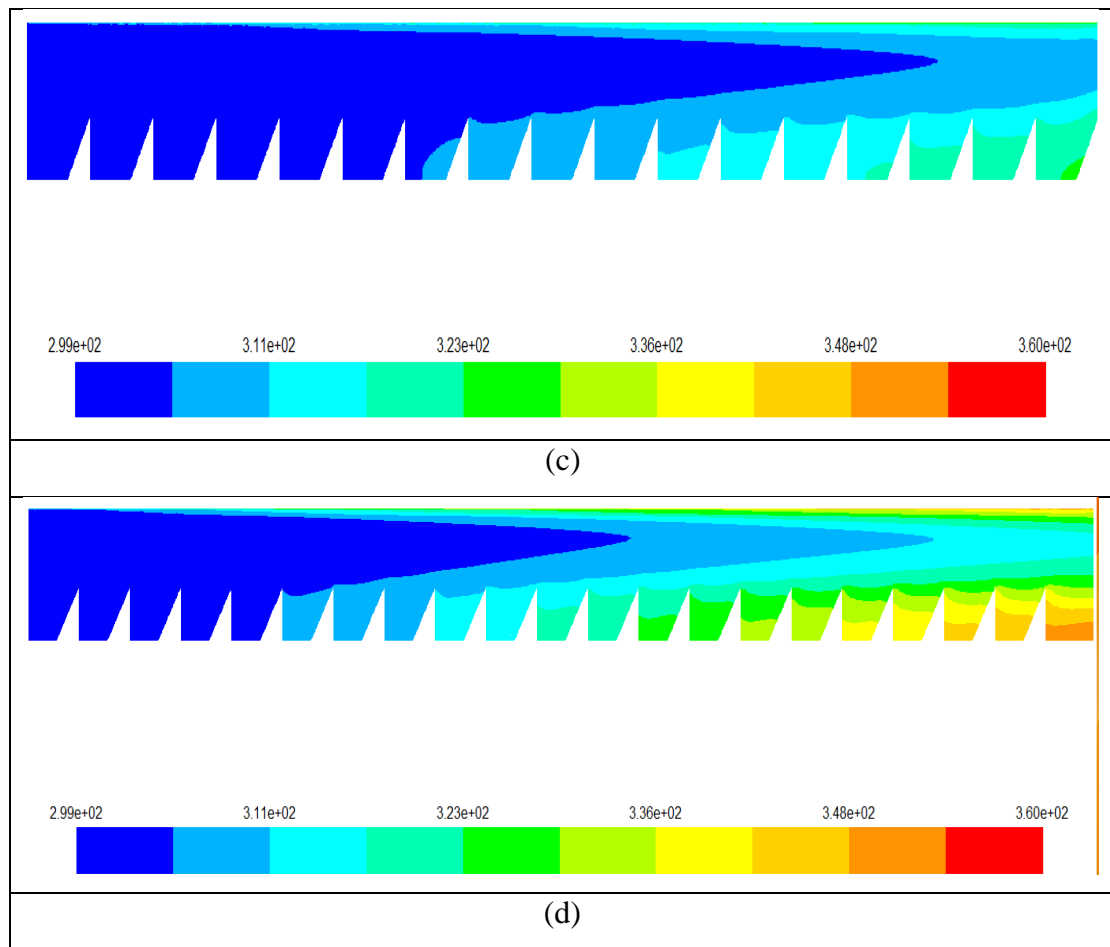


.Gambar 4.10 Grafik data hasil simulasi variasi jarak *obstacle* (a) ΔT & Q_u , (b)

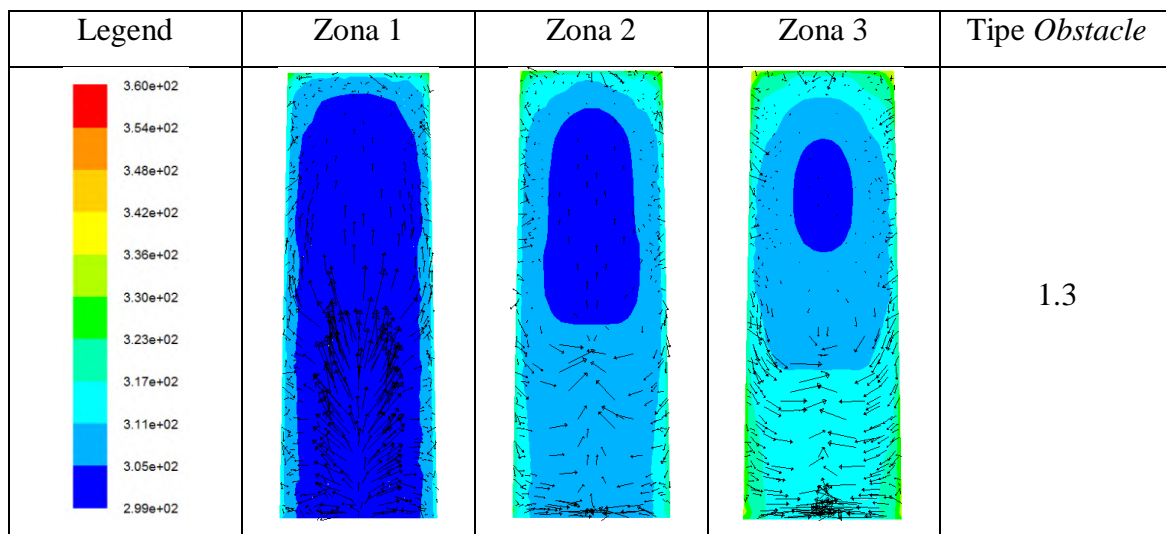
ΔP

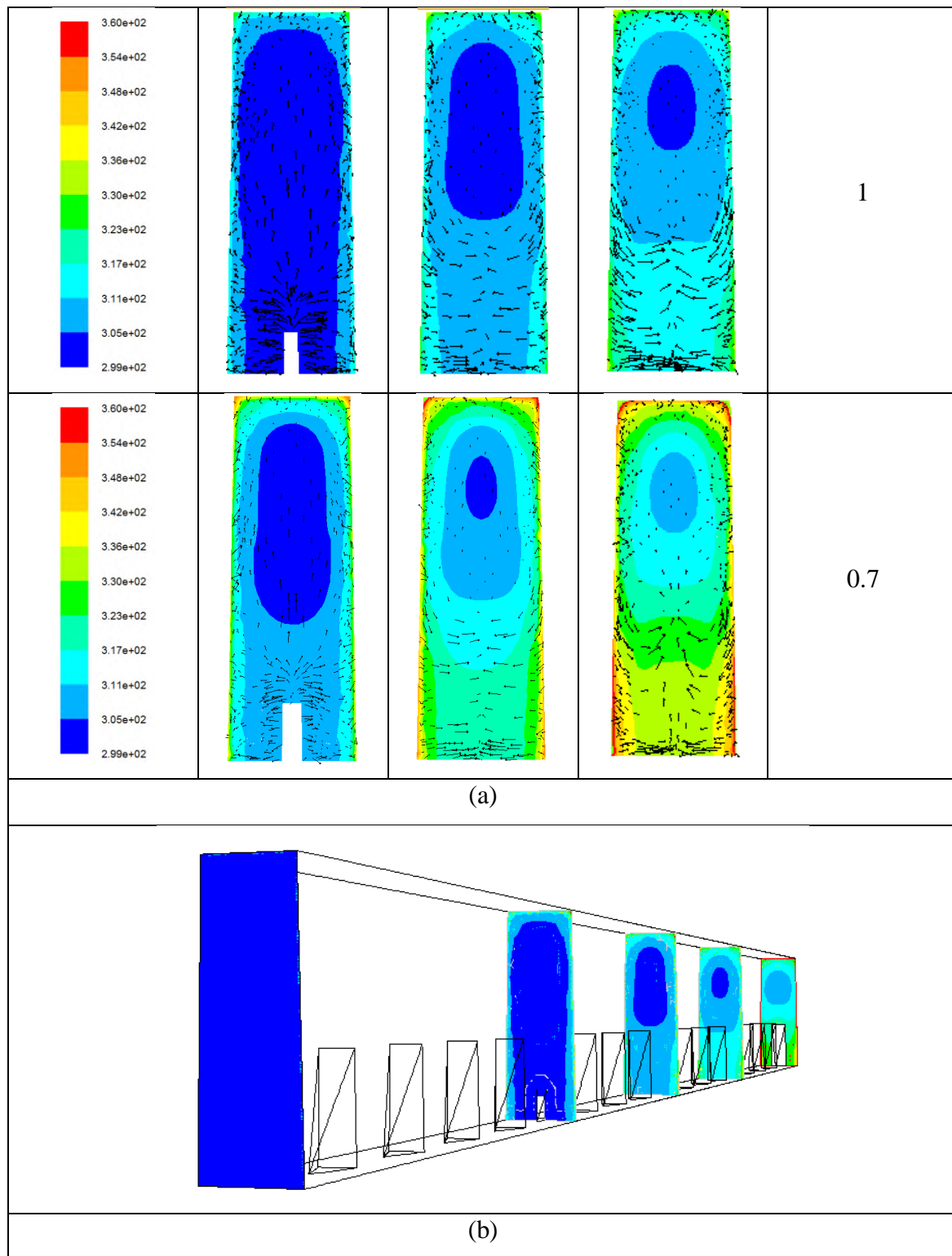
Sama halnya dengan pemilihan dimensi *obstacle*, pada pemilihan jarak susun antar *obstacle* juga disajikan kontur-kontur baik temperatur maupun tekanan. Distribusi temperatur di dalam saluran solar kolektor secara visual ditunjukkan pada Gambar 4.11 dan gambar 4.12. Distribusi temperatur ini ditunjukkan dengan perubahan warna kontur temperatur pada kolektor tanpa *obstacle* dan dengan penambahan *obstacle*. Pada sub bab pembahasan ini menggunakan *obstacle* dengan variasi susun y/H 1.3; 1 dan 0.7. Kontur temperatur yang disajikan pada gambar 4.11 merupakan kontur pada bagian *centerline* dari saluran pada arah sumbu z . sedangkan pada gambar 4.12 merupakan kontur pada luasan penampang sejajar sumbu x pada beberapa zona.





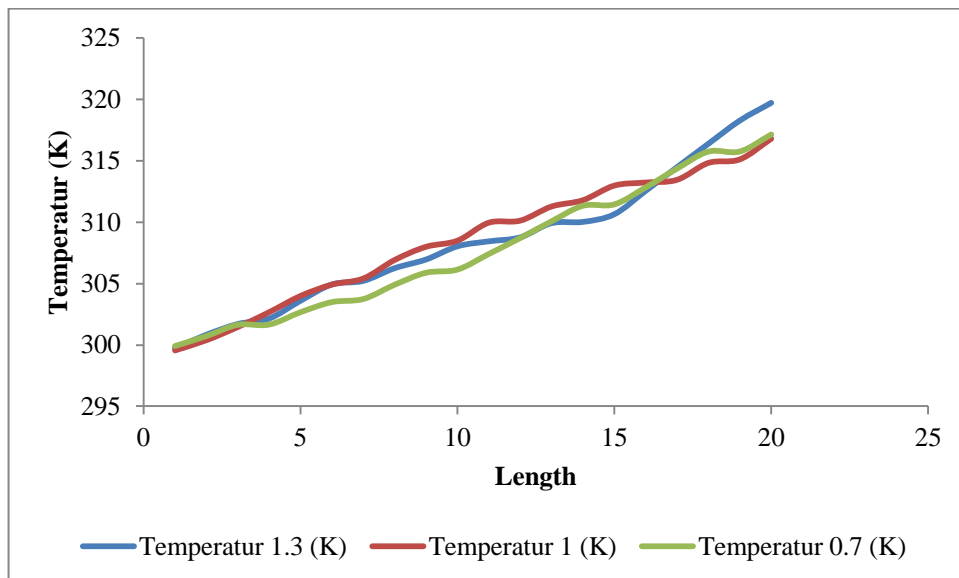
Gambar 4.11 Kontur temperatur variasi dimensi (a) tanpa *obstacle*; (b) $y/H=1.3$, (c) $y/H=1$, dan (d) $y/H=0.7$





Gambar 4.12 Kontur temperatur pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor temperatur pada masing-masing variasi jarak antar *obstacle*; (b) tampilan isometri y/H 1

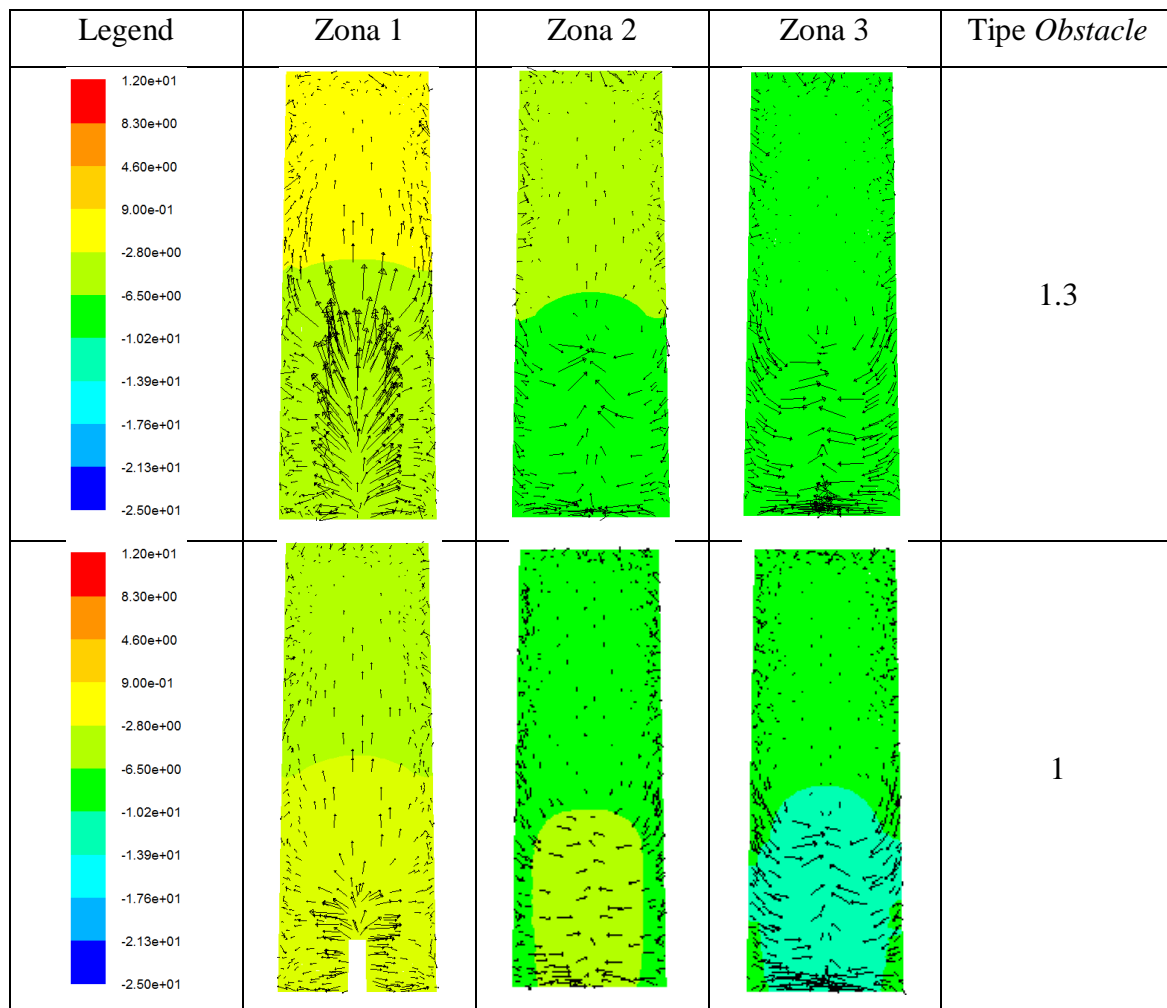
Dari gambar terlihat bahwa semakin rapat jarak antar *obstacle*, semakin besar temperatur keluaran yang dihasilkan. Hal ini disebabkan karena semakin banyaknya fluida yang terganggu, karena semakin rapat jarak antar *obstacle* maka semakin banyak jumlah *obstacle* dalam saluran. Sehingga fluida yang diarahkan ke dinding-dinding *absorber* juga semakin banyak. Hal tersebut yang menyebabkan temperatur semakin naik pada jarak antar *obstacle* yang rapat (0.7). Kenaikan temperatur ini pun dapat dibuktikan secara kuantitatif yang disajikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 4.13. Data kuantitatif ini diambil pada bagian yang sama untuk semua tipe *obstacle*, yaitu sepanjang sumbu z pada saat sumbu y sebesar setengah tinggi *obstacle* terkecil. Berdasarkan grafik tersebut, terbukti bahwa aliran fluida semakin mendekati sisi keluaran maka temperatur semakin meningkat. Terlihat bahwa perubahan temperatur yang terjadi tidak terlalu signifikan antar variasi jarak *obstacle*. Meskipun begitu tetap terjadi peningkatan temperatur.

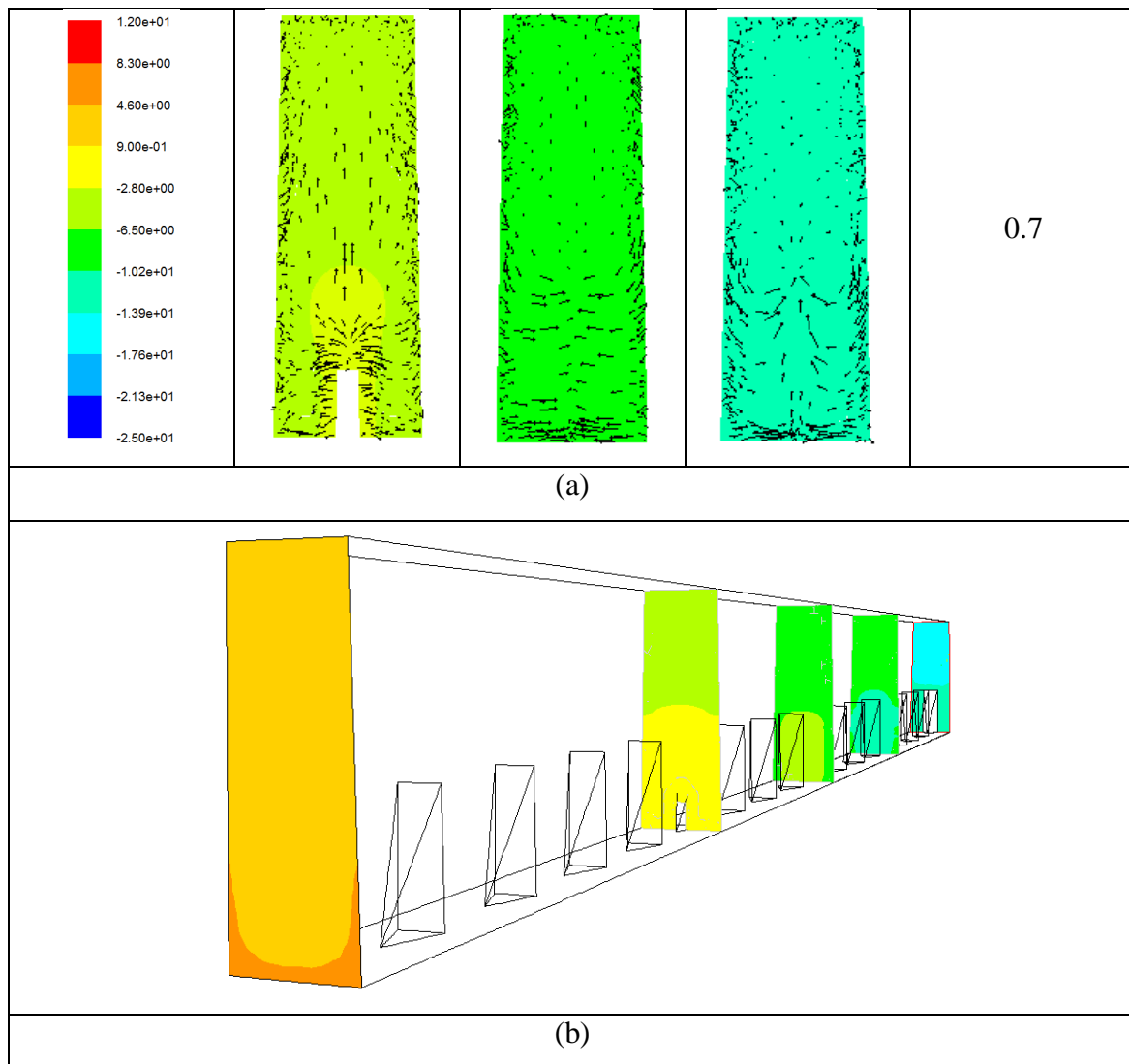


Gambar 4.13 Grafik hasil kontur temperatur sepanjang sumbu z.

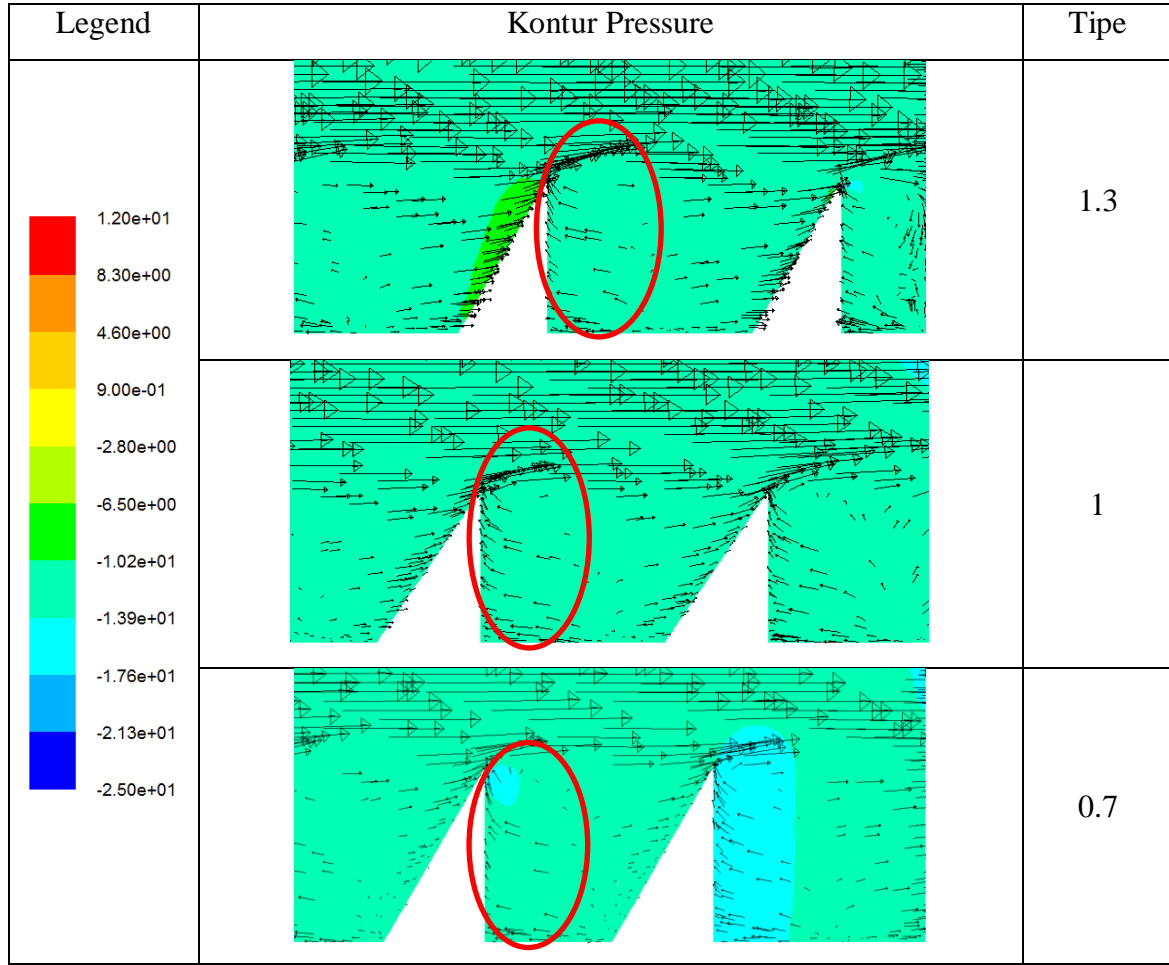
Penambahan *obstacle* sekaligus akan menurunkan tekanan dari fluida udara masuk yang bekerja dalam saluran (*pressure drop*), yang ditunjukkan pada tabel 4.2 dan secara visual ditampilkan secara grafik pada gambar 4.10 (b). Penurunan tekanan terbesar adalah sebesar 26.897 Pa saat y/H 0.7. Seperti halnya pada pemilihan dimensi *obstacle*, hal ini disebabkan karena semakin rapat jarak antar *obstacle* maka semakin kecil diameter hidrolis dari saluran. Sehingga hal tersebut menyebabkan nilai *friction*

factor yang semakin tinggi. Oleh karena itu besar nilai *pressure drop* yang dihasilkan menjadi semakin tinggi. . Hal ini sesuai dengan perumusan *pressure drop*, yaitu: $\Delta P = f \cdot \frac{L}{Dh} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}$, dimana besar nilai *friction factor* (f) merupakan perbandingan antara kekasaran permukaan relatif terhadap besar diameter hidrolis saluran. Selain itu secara simulasi numerik juga dapat ditangkap fenomena-fenomena yang menyebabkan menurunnya tekanan pada saluran dengan penambahan *obstacle*. Fenomena ini ditunjukkan oleh Gambar 4.14 dan 4.15. Gambar 4.14 menunjukkan arah vektor aliran dalam saluran untuk analisa tekanan. Gambar diambil pada sumbu $= \frac{1}{2}L; \frac{1}{4}L; \frac{3}{4}L$, engan penampang sejajar sumbu x. Terlihat bahwa warna kontur pada zona 3 semakin menuju kearah gelap (biru), yang artinya tekanan semakin menurun. Begitu pula arah vektor aliran yang terganggu ketika mengenai *obstacle* dan arah vektor berbalik tepat setelah melewati *obstacle* (*secondary flow*) seperti pada Gambar 4.15.





Gambar 4.14 Kontur tekanan pada penampang x berbagai zona (a) arah vektor tekanan pada masing-masing variasi jarak antar *obstacle*; (b) tampilan isometri y/H 1



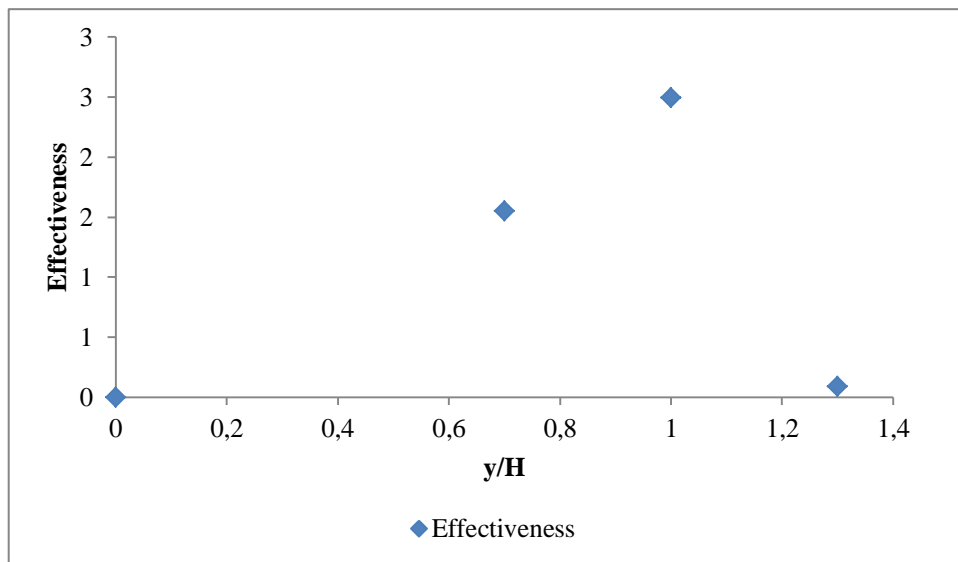
Gambar 4.15 Fenomena terjadinya aliran sekunder dengan penampang sejajar sumbu z pada masing-masing variasi jarak antar *obstacle*.

Data hasil temperatur dan *pressure drop* dari simulasi numerik selanjutnya akan diplotkan kedalam grafik *effectiveness* seperti pada pembahasan mengenai pemilihan dimensi *obstacle* yang optimum. Nilai dari *effectiveness* itu sendiri merupakan *ratio* antara *gain* energi yang berguna terhadap *gain* energi yang diberikan pada aliran fluida melintasi saluran kolektor ketika ada penambahan variasi dimensi *obstacle*, atau jika dinyatakan secara matematis:

$$effectiveness = \left| \frac{\Delta Q_{u,thermo}}{\Delta Q_{pump}} \right| = \left| \frac{Q_{u,2} - Q_{u,1}}{Q_{u,1}} \right| / \left| \frac{\dot{u}(\Delta P_2 - \Delta P_1)}{\dot{u} \cdot \Delta P_1} \right|. \quad \text{Selanjutnya} \quad \text{dapat}$$

$$\text{disederhanakan kembali menjadi } effectiveness = \left| \frac{Q_{u,2} - Q_{u,1}}{Q_{u,1}} \right| / \left| \frac{\Delta P_2 - \Delta P_1}{\Delta P_1} \right|$$

Pemilihan jarak antar *obstacle* yang optimum dipilih dari nilai *effectiveness* yang paling tinggi Data hasil temperatur dan *pressure drop* dari simulasi numerik selanjutnya akan diplotkan kedalam grafik *effectiveness* pada Gambar 4.16 untuk mengetahui nilai yang paling optimum dari ketiga variasi dimensi *obstacle*, seperti penjelasan pada pembahasan sebelumnya. Berdasarkan grafik tersebut diperoleh nilai *effectiveness* terbesar 2.19 untuk *obstacle* dengan variasi $y/H = 1$. Dengan memvariasikan jarak susun antar *obstacle*, tidak terlalu memberikan perubahan yang signifikan pada hasil temperatur keluaran dan *pressure drop* nya. Hal ini disebabkan karena variasi jarak susun antar *obstacle* yang terlalu kecil, sehingga perubahan yang diperoleh kurang maksimal. Namun demikian hal tersebut masih mampu meningkatkan nilai *effectiveness* dari *obstacle*. Sehingga pada variasi y/H ini, *obstacle* yang dipilih adalah variasi $y/H=1$.



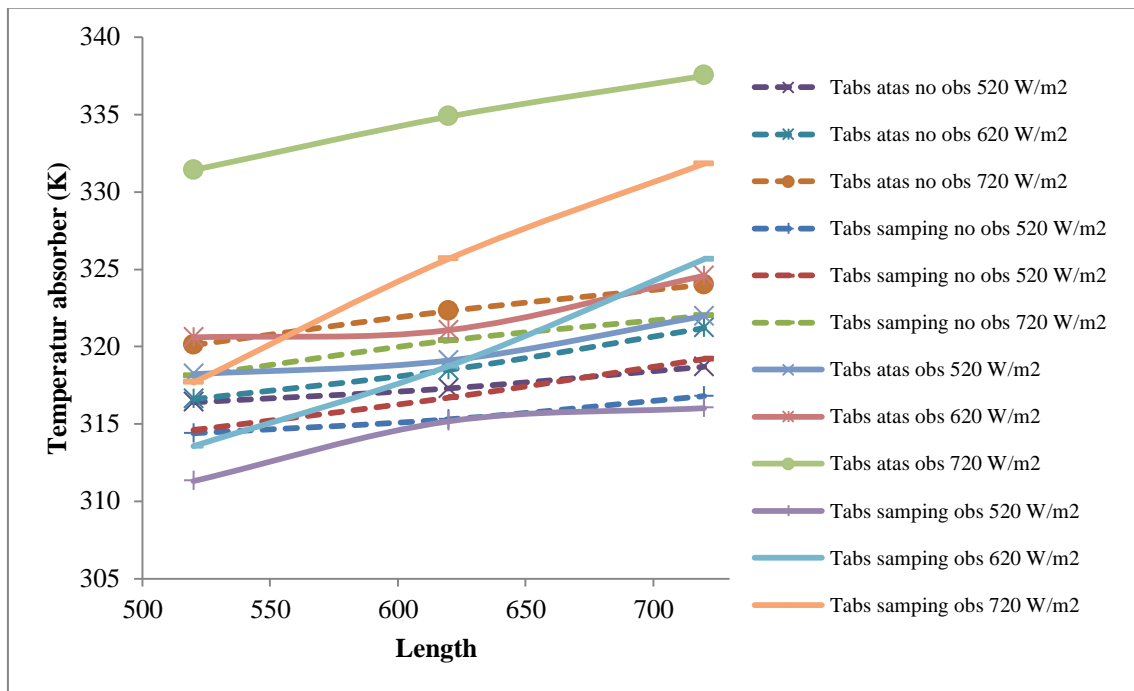
Gambar 4.16 *Effectiveness* tiap variasi jarak antar *obstacle*

4.2 Hasil Eksperimen dan Pembahasan

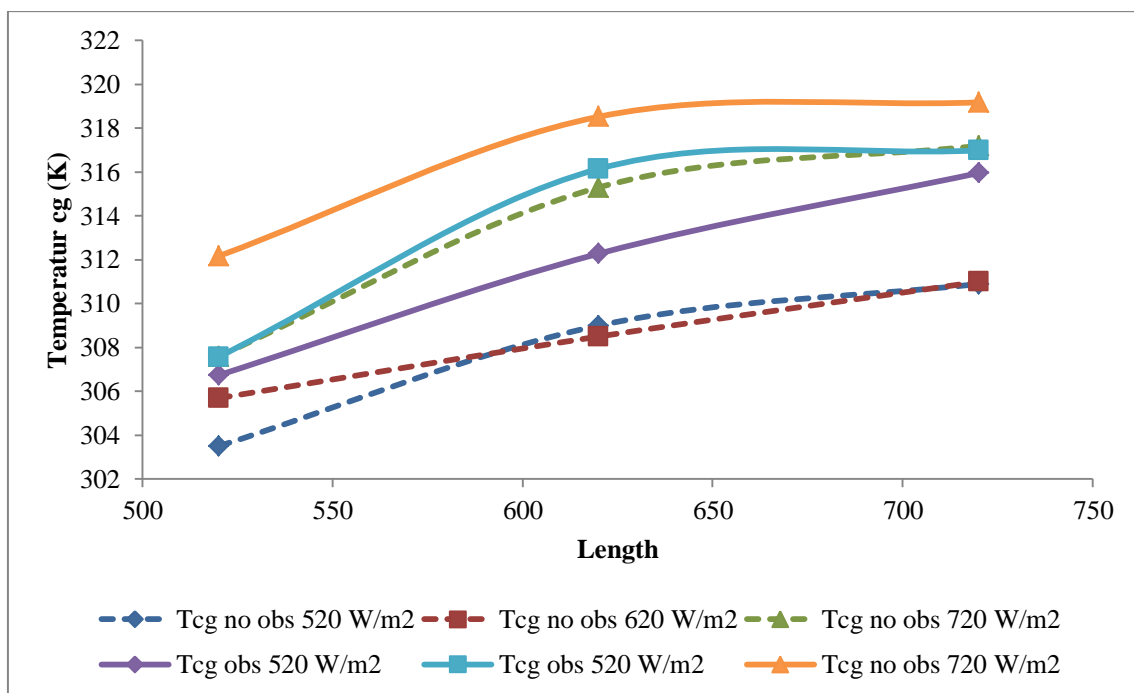
Eksperimen dilakukan menggunakan desain kolektor surya yang paling optimum berdasarkan hasil dari perhitungan secara matematis dan simulasi yakni memiliki nilai perbandingan penurunan energi terhadap penurunan tekanan atau *effectiveness* yang paling besar. Berdasarkan perhitungan pra desain sudut 89° menjadi sudut kaki trapesium dengan nilai energi yang berguna (Q_u) yang paling tinggi. Sedangkan secara simulasi, dimensi *obstacle* dengan tipe 0,4 memiliki nilai *effectiveness* terbesar yaitu sebesar 2.08 serta susunan jarak antar *obstacle* $y/H=1$ dengan *effectiveness* sebesar 2.19. Selanjutnya, penelitian secara eksperimen akan menggunakan saluran kolektor berbentuk trapesium dengan sudut kaki 89° , tinggi trapesium 85 mm, alas bawah 30 mm, alas atas 27 mm, panjang saluran 900 mm. Serta dimensi *obstacle* yang digunakan adalah tipe 0,4 dengan susunan jarak antar *obstacle* sebesar tipe 1 dan disusun *inline*. Selama eksperimen, digunakan 3 variasi intensitas radiasi yakni 520 W/m^2 , 620 W/m^2 dan 720 W/m^2 . Terdapat 4 variasi kecepatan untuk masing-masing intensitas radiasi antara lain 2.62 m/s, 3.27 m/s, 3.93 m/s dan 4.59 m/s. Berdasarkan data dari hasil eksperimen kinerja kolektor dapat diketahui antara lain berupa kenaikan temperatur udara, penurunan tekanan, energi yang hilang, energi yang berguna dan efisiensi kolektor.

4.2.1 Kenaikan Temperatur Udara

Gambar 4.17 menunjukkan grafik distribusi temperatur plat penyerap terhadap jarak dan Gambar 4.18 menunjukkan grafik distribusi temperatur kaca terhadap jarak untuk masing-masing intensitas dimana setiap intensitas terdiri dari empat variasi kecepatan. Berdasarkan kedua jenis grafik tersebut dapat dilihat bahwa kecenderungan perubahan temperatur semakin naik seiring bertambahnya jarak.



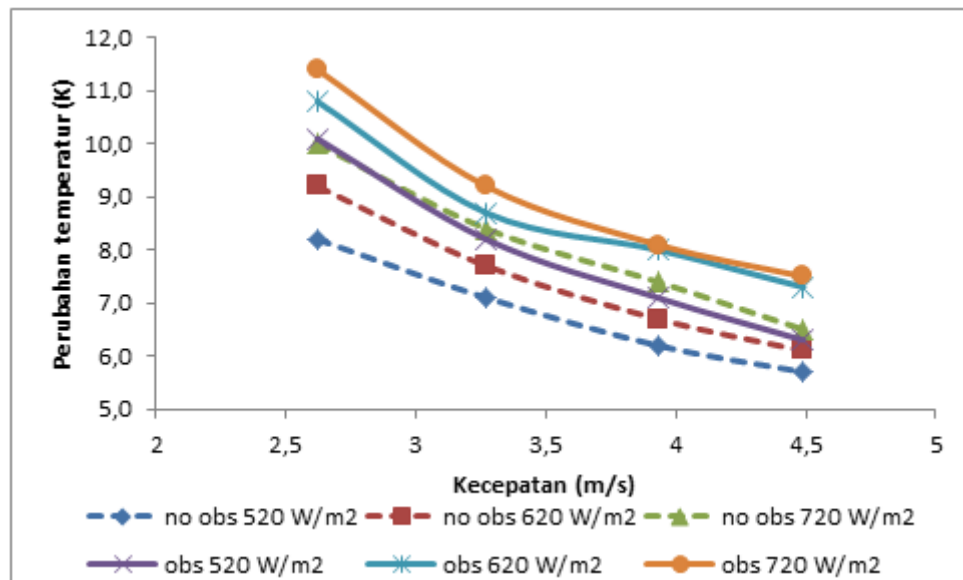
Gambar 4.17 Grafik emperatur *absorber* tiap titik pada masing-masing intensitas kecepatan 2.62 m/s



Gambar 4.18 Grafik temperatur cover glass tiap titik pada masing-masing variasi intensitas kecepatan 2.62 m/s

Kecenderungan ini disebabkan karena adanya perubahan perpindahan panas secara konveksi maupun radiasi antara plat penyerap ke fluida kerja. Intensitas cahaya yang dipancarkan oleh lampu halogen akan diserap oleh plat *absorber*, yang panas tersebut akan ditransmisikan sebagian ke fluida kerja udara. Fluida udara akan menerima panas tersebut di sepanjang saluran kolektor. Sehingga fluida tersebut akan terus menerus mengalami kenaikan temperatur sampai dalam keadaan yang relatif *steady*. Hal ini menjadikan temperatur udara keluaran ($T_{f,out}$) lebih besar dibandingkan dengan temperatur awal udara memasuki saluran ($T_{f,in}$). Perubahan temperatur yang terjadi sepanjang aliran fluida di dalam saluran inilah yang menyebabkan temperatur *absorber* semakin meningkat seiring bertambahnya jarak (L). Selanjutnya kenaikan temperatur pada *absorber* tersebut ikut mempengaruhi kenaikan temperatur pada cover glass (T_{cg}) sepanjang saluran secara konveksi melalui udara diam yang terdapat diantara keduanya. Dalam hal ini khususnya perpindahan panas secara konveksi alami antara plat *absorber* dengan fluida diam akibat adanya gaya Bouyancy.

Perubahan temperatur udara fluida kerja dapat diketahui dari selisih perbedaan antara temperatur masuk dan temperatur keluar saluran, seperti ditunjukkan pada grafik Gambar 4.19.



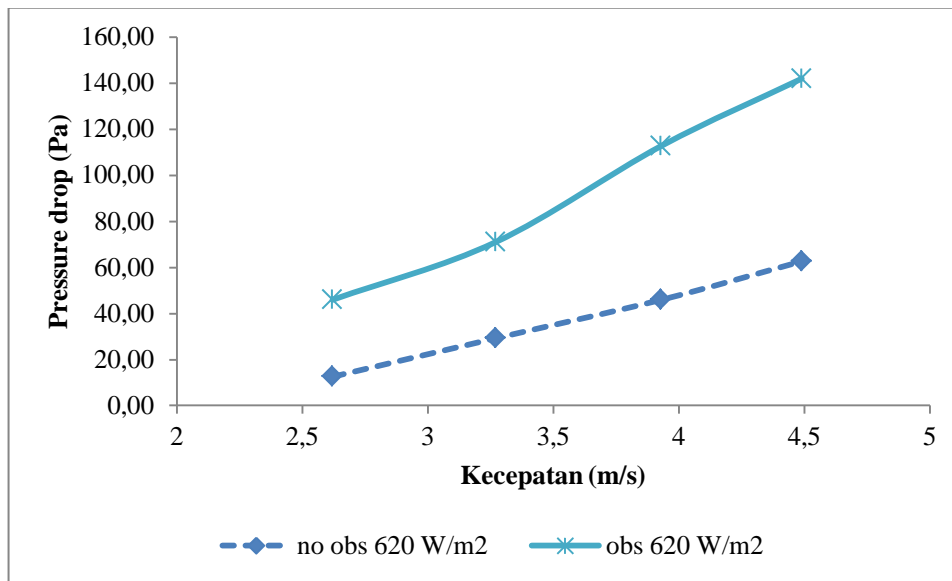
Gambar 4.19 Grafik perubahan temperatur pada tiap kecepatan

Pada Gambar 4.19 juga menunjukkan bahwa kenaikan semakin tinggi intensitas radiasi, kenaikan temperatur yang terjadi juga semakin meningkat. Temperatur tertinggi ada pada *obstacle* dengan intensitas 720 W/m^2 sebesar 11.4 K . Hal tersebut terjadi karena intensitas radiasi yang semakin tinggi mampu meningkatkan temperatur *absorber* yang semakin tinggi pula. Seperti pada pembahasan sebelumnya, semakin tinggi intensitas radiasi maka panas yang diserap oleh plat *absorber* akan semakin meningkat. Selanjutnya panas *absorber* ini akan dikonveksikan ke fluida yang bekerja di dalam saluran. Sehingga perpindahan panas yang terjadi pada fluida kerja pun semakin besar.

Disisi lain, perubahan temperatur semakin menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan. Hal ini disebabkan karena pada kecepatan tinggi, waktu yang diperlukan oleh *absorber* mentransferkan panas yang diserap ke fluida relative singkat. Sehingga temperatur fluida udara tidak terlalu besar disbanding dengan fluida dengan kecepatan yang rendah. Nilai perubahan temperatur fluida terendah adalah sebesar 5.7 K pada intensitas terendah.

4.2.2 Penurunan Tekanan

Penelitian secara eksperimen kali ini menggunakan alat ukur manometer untuk mengukur besarnya perubahan tekanan yang terjadi di dalam saluran. Manometer akan membaca perubahan ketinggian fluida cair pada selang selama penelitian berlangsung. Selanjutnya perubahan ketinggian ini akan dikonversikan menjadi perubahan tekanan, seperti dijelaskan pada sub bab 3.5 . Besarnya penurunan tekanan ditunjukkan pada Gambar 4.20



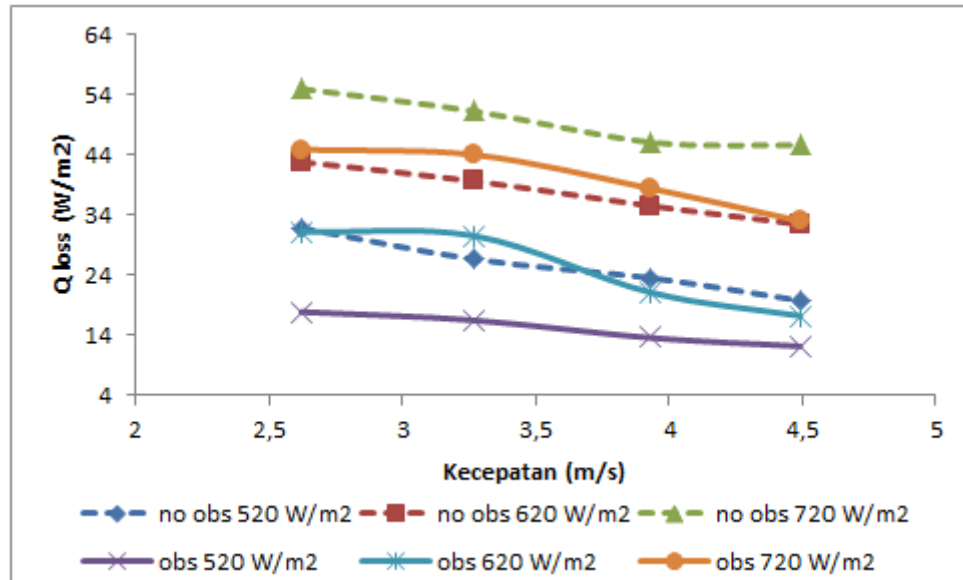
Gambar 4.20 Grafik perubahan tekanan pada tiap kecepatan

Dengan adanya penambahan *obstacle*, *pressure drop* yang terjadi cukup signifikan. *Pressure drop* tertinggi dimiliki oleh *obstacle* dengan variasi kecepatan tertinggi, yaitu sebesar 14,63 Pa. Sedangkan *pressure drop* terendah sebesar 2,09 oleh duct tanpa *obstacle* didalamnya. Semakin tinggi kecepatan maka penurunan tekanan yang terjadi akan semakin besar. Hal tersebut dikarenakan kecepatan yang tinggi menghasilkan pantulan hasil tumbukan (*backpressure*) antara fluida kerja dengan dinding saluran serta dinding *obstacle* yang besar. Sehingga tekanan Dimana hal tersebut mempengaruhi hasil efisiensi yang akan berkurang.

4.2.3 Analisa Energi

Untuk menganalisa performance dari kolektor surya dapat dilakukan dengan menganalisa energi yang dihasilkan oleh sistem itu sendiri. Dalam hal ini energi yang akan dianalisa adalah energi *losses* (Q_{loss}) dan juga energi yang berguna ($Q_{usefull}$). Q_{loss} merupakan sejumlah energi panas yang tidak mampu diteruskan oleh kolektor atau secara sederhana adalah energi yang hilang. Semakin tinggi Q_{loss} yang dihasilkan dari sistem kolektor surya, maka efisiensi kolektor akan semakin rendah. Namun sebaliknya, $Q_{usefull}$ sebagai energi yang berguna yang dihasilkan oleh kolektor surya akan mampu menaikkan efisiensi dari kolektor surya itu sendiri.

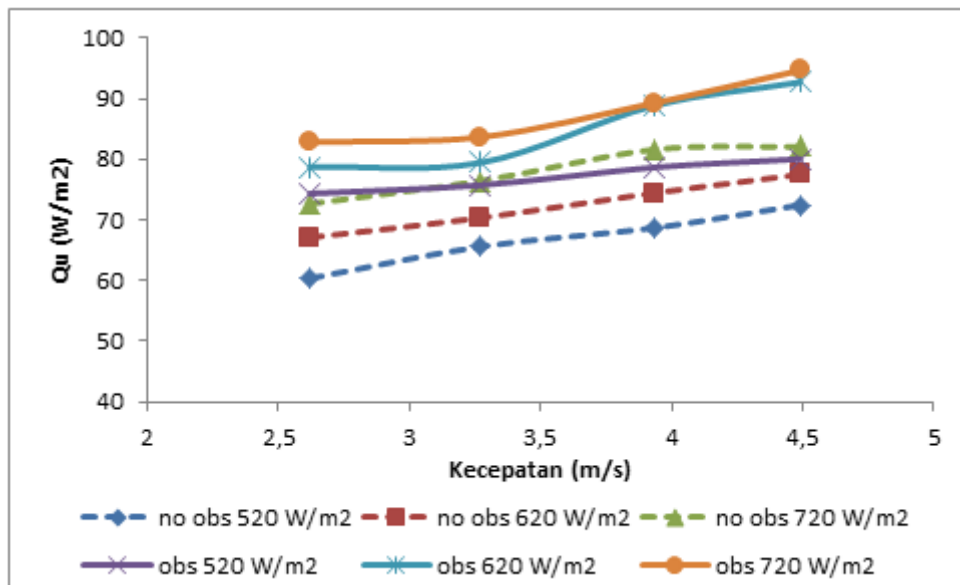
Grafik hasil Q_{loss} dan $Q_{usefull}$ pada eksperimen ini akan dibandingkan dengan kecepatan fluida kerja masuk saluran pada tiap intensitas radiasi baik tanpa maupun dengan *obstacle*.



Gambar 4.21 Grafik energi yang hilang pada tiap kecepatan

Grafik Q_{loss} terhadap kecepatan dengan tiga variasi intensitas radiasi sebesar 520W/m^2 , 620W/m^2 dan 720W/m^2 ditunjukkan pada Gambar 4.21. Berdasarkan grafik tersebut, nilai Q_{loss} terbesar terjadi saat intensitas 720W/m^2 untuk semua variasi kecepatan. Kecenderungan grafik Q_{loss} mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya kecepatan. Hal tersebut disebabkan semakin meningkatnya kecepatan maka waktu yang diperlukan oleh fluida untuk berkonveksi dengan panas dari plat *absorber* lebih sedikit. Dengan kenaikan temperatur yang rendah, maka Q_{loss} yang dihasilkan pun akan semakin kecil. Dengan demikian temperatur plat *absorber* pun akan ikut menurun.

Energi berguna (Q_u) merupakan energi yang dapat didapatkan dari sistem dan dapat dimanfaatkan. Dimana energi yang berguna pada pada kolektor surya ini adalah untuk memanaskan udara.

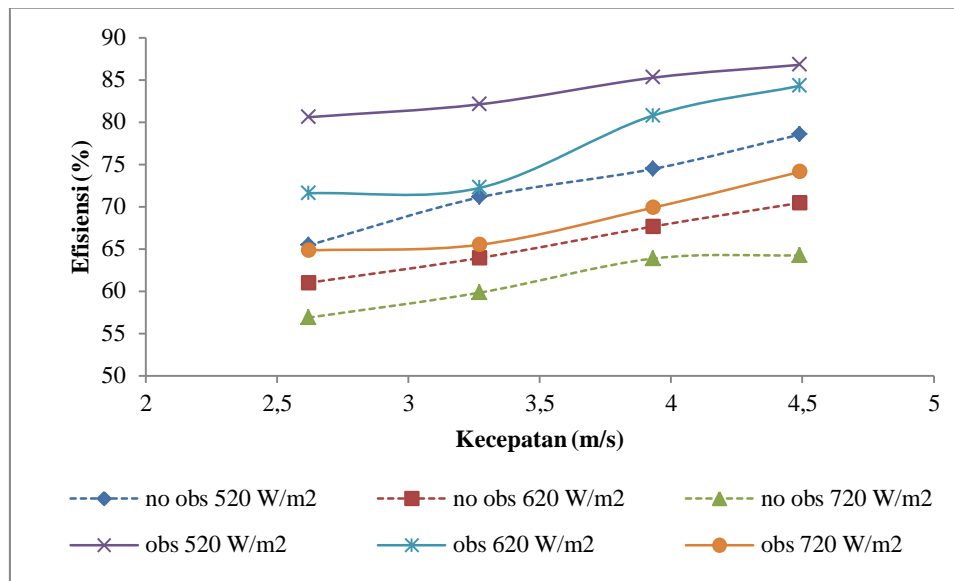


Gambar 4.22 Grafik energi yang berguna (Q_u) pada tiap intensitas

Energy yang berguna merupakan fungsi dari laju aliran massa, panas spesifik, temperatur fluida masuk dan temperatur fluida keluar kolektor surya. Pada Gambar 4.22 terlihat kecenderungan grafik yang semakin naik seiring dengan meningkatnya kecepatan. *Qusefull* terbesar yang diperoleh adalah sebesar 94.7 W/m^2 pada kecepatan udara dan intensitas radiasi tertinggi, untuk plat *absorber* dengan tambahan *obstacle* didalamnya. Hal tersebut dikarenakan energi berguna akan meningkat seiring meningkatnya laju aliran massa dan kenaikan temperatur yang merupakan selisih antara temperatur fluida keluar dengan temperatur fluida masuk.

4.2.4 Efisiensi Kolektor

Efisiensi kolektor merupakan perbandingan antara panas yang berguna dengan intensitas radiasi dan luasan kolektor. Berdasarkan data yang diperoleh dari hasil eksperimen maka efisiensi kolektor surya ditunjukkan pada Gambar 4.23.



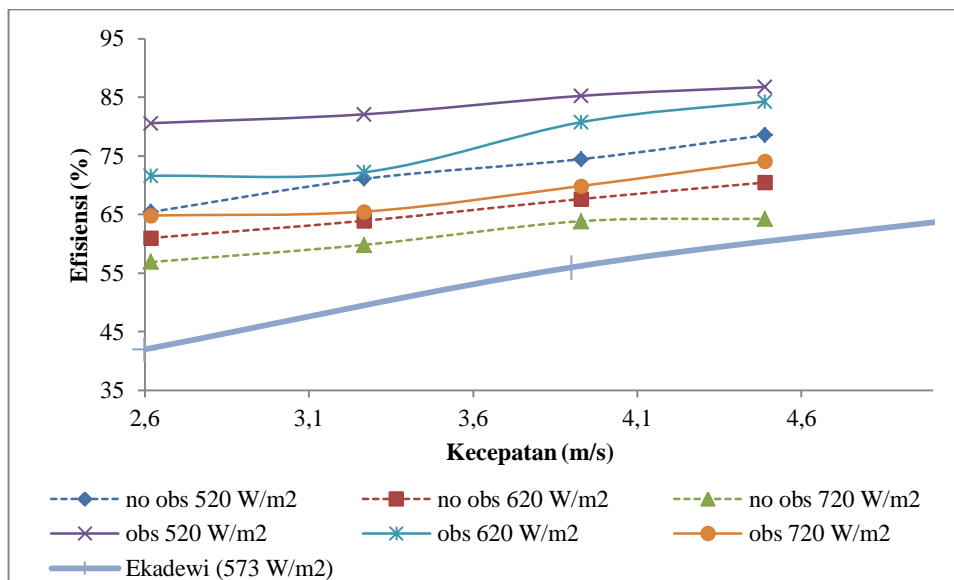
Gambar 4.23 Grafik efisiensi pada tiap intensitas

Berdasarkan Gambar 4.23 efisiensi kolektor tertinggi terjadi saat intensitas sebesar 520 W/m^2 dan pada saat kecepatan 4.49 m/s . Kecenderungan grafik efisiensi terlihat naik seiring meningkatnya kecepatan. Hal tersebut dikarenakan semakin tinggi kecepatan fluida yang mengalir di dalam saluran kolektor maka laju aliran massa juga akan semakin meningkat, dengan meningkatnya laju aliran massa maka energi panas yang diserap akan semakin besar sehingga efisiensi akan meningkat. Terlihat pula bahwa dengan penambahan *obstacle*, efisiensi yang diperoleh meningkat cukup signifikan dibandingkan tanpa *obstacle*. Terutama pada intensitas radiasi yang rendah, atau dalam kondisi nyata adalah saat cuaca mendung. Sebagai contoh efisiensi pada kecepatan terendah, nilai efisiensi kolektor dengan penambahan *obstacle* masih tertinggi diantara kolektor tanpa *obstacle*, yaitu sebesar 80.6% .

4.3 Perbandingan hasil eksperimen dengan hasil eksperimen peneliti lain

Penelitian tentang kolektor surya dengan plat *absorber* berbentuk trapezoidal dan dengan penambahan *obstacle* di dalamnya belum ada sebelumnya. Sehingga hasil eksperimen kolektor jenis ini akan dibandingkan dengan penelitian terdahulu yang menggunakan *absorber* berbentuk *v-corrugated* dengan tambahan *obstacle* pada sisi bawah plat (Ekadewi, 2014).

Hasil eksperimen yang dilakukan oleh Ekadewi, menunjukkan bahwa *obstacle* yang ditekuk akan mengurangi efisiensi , tetapi mampu mengurangi besar *pressure drop* pula. *Pressure drop* tertinggi dimiliki oleh *obstacle* tanpa sudut tekuk atau berbentuk delta dengan kisaran nilai sebesar 48 Pa. Begitu juga dengan kenaikan temperatur yang dihasilkan. Kenaikan temperatur terbesar dimiliki oleh *obstacle* tanpa sudut tekuk sebesar 290 K. Gambar 4.24 menunjukkan grafik efisiensi hasil penelitian ini dibandingkan dengan kolektor Ekadewi pada intensitas radiasi 573 W/m². Dengan menekuk *obstacle* maka lairan balik yang terjadi akan cepat hilang, sehingga penurunan tekanan karena olakan atau aliran balik akan ikut berkurang.



Gambar 4.24 Grafik perbandingan efisiensi dengan hasil penelitian lain

Dari uraian diatas, dapat disimpulkan bahwa hasil yang di dapatkan pada penelitian ini memiliki kesesuaian yang baik dengan penelitian yang dilakukan oleh Ekadewi (2014).

LAMPIRAN

Lampiran 1

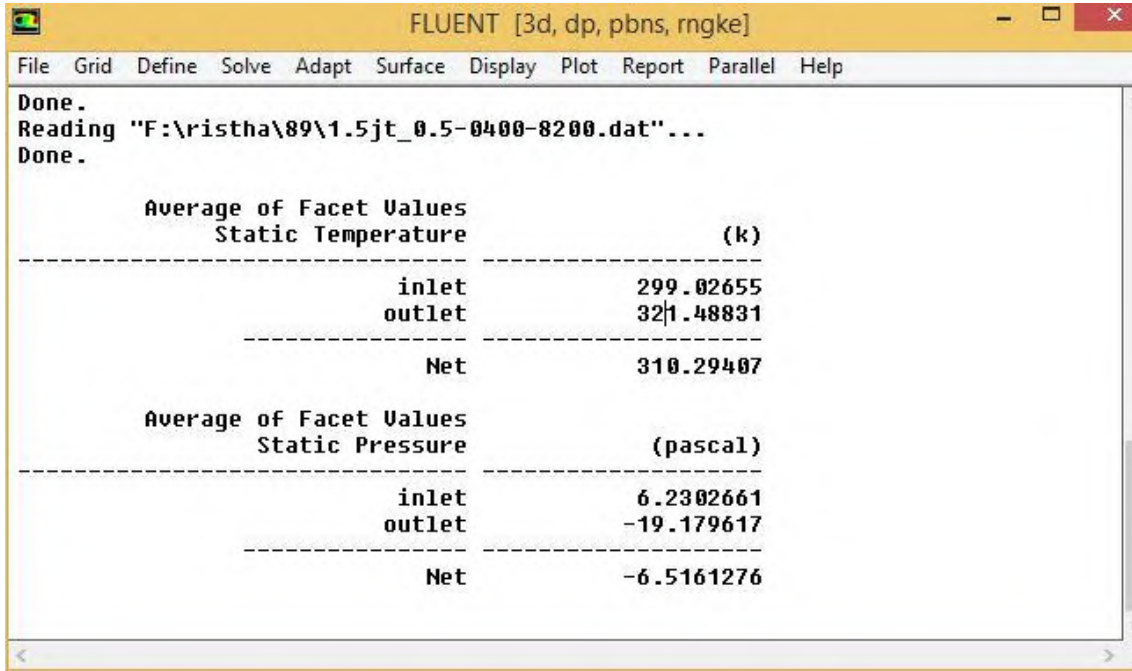
Data Hasil Perhitungan Pra desain

beta	R1	R2	UT	UB	UL	F'	F''	FR	Qu
89	0,086	0,109	4,773	3,913	8,686	0,919	0,903	0,830	2518,167
88	0,086	0,103	4,922	3,913	8,835	0,918	0,903	0,828	2477,809
87	0,086	0,096	5,078	3,913	8,991	0,916	0,902	0,826	2437,000
86	0,086	0,090	5,241	3,913	9,154	0,913	0,902	0,824	2395,683
85	0,086	0,083	5,411	3,913	9,324	0,911	0,902	0,821	2353,772
84	0,086	0,077	5,588	3,913	9,501	0,908	0,901	0,818	2311,145
83	0,086	0,071	5,771	3,913	9,684	0,904	0,901	0,815	2267,622
82	0,086	0,065	5,959	3,913	9,872	0,900	0,901	0,811	2222,937
81	0,086	0,059	6,149	3,913	10,062	0,895	0,901	0,806	2176,683
80	0,086	0,053	6,336	3,913	10,249	0,888	0,901	0,800	2128,192

Lampiran 2

Global properties studi numerik pada variasi dimensi obstacle

a) Tipe 0.5

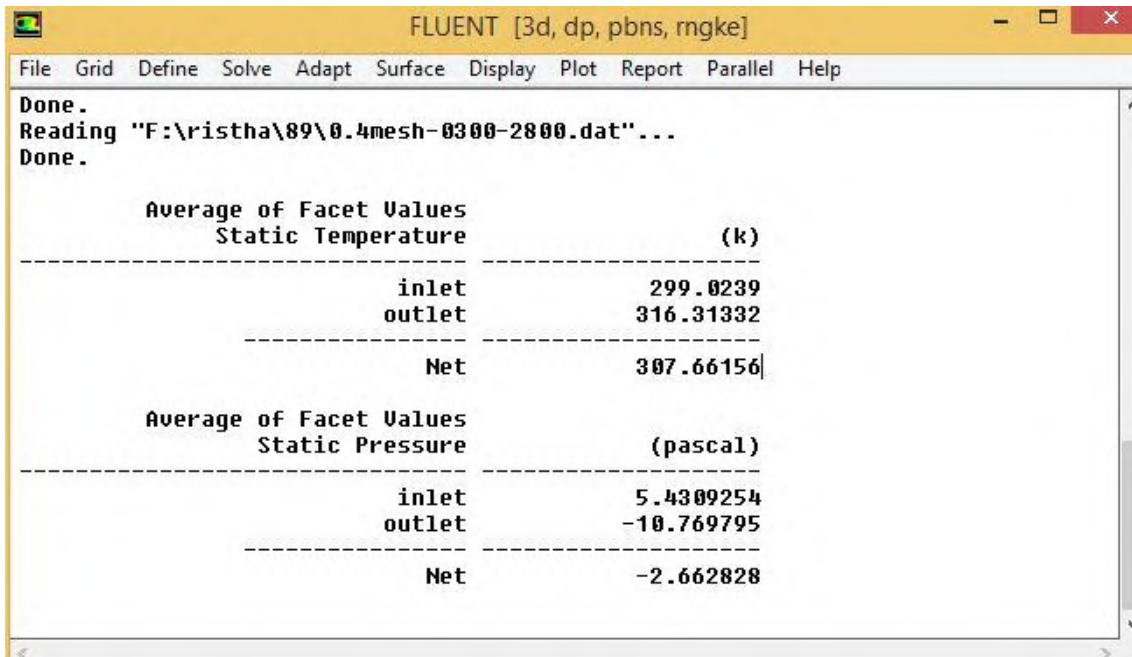


Done.
Reading "F:\ristha\89\1.5jt_0.5-0400-8200.dat"...
Done.

Average of Facet Values	
Static Temperature (k)	
inlet	299.02655
outlet	321.48831
Net	310.29407

Average of Facet Values	
Static Pressure (pascal)	
inlet	6.2302661
outlet	-19.179617
Net	-6.5161276

b) Tipe 0.4

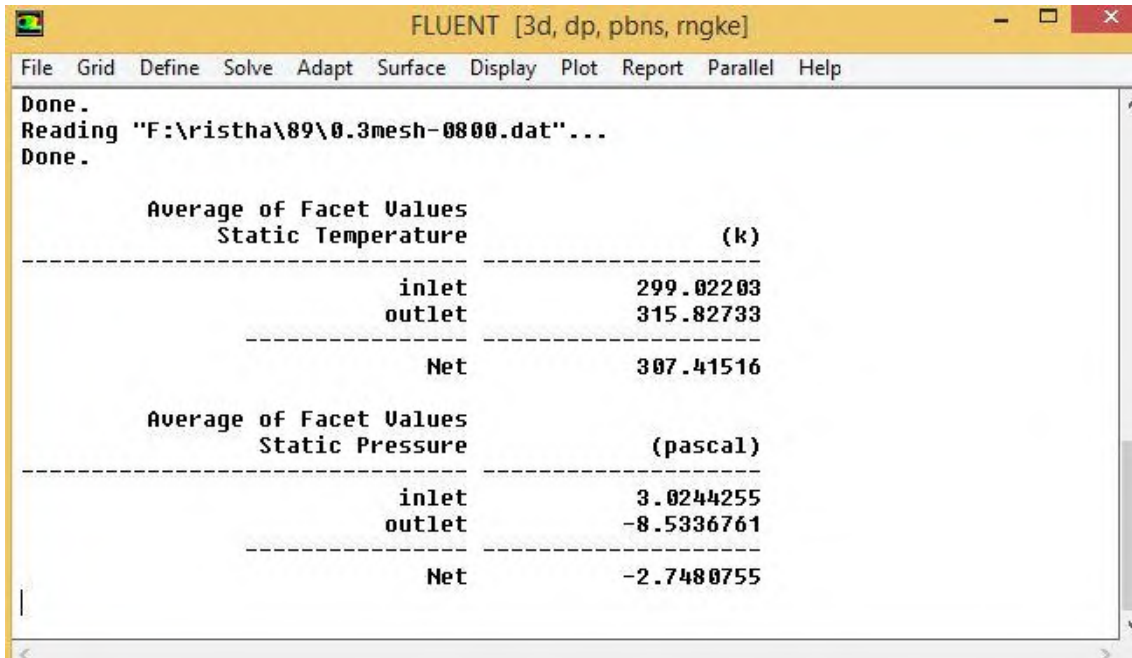


Done.
Reading "F:\ristha\89\0.4mesh-0300-2800.dat"...
Done.

Average of Facet Values	
Static Temperature (k)	
inlet	299.0239
outlet	316.31332
Net	307.66156

Average of Facet Values	
Static Pressure (pascal)	
inlet	5.4309254
outlet	-10.769795
Net	-2.662828

c) Tipe 0.3



The screenshot shows the FLUENT software window with the title bar 'FLUENT [3d, dp, pbns, mgke]'. The menu bar includes File, Grid, Define, Solve, Adapt, Surface, Display, Plot, Report, Parallel, and Help. The 'Report' window is active, displaying the following text:

Done.
Reading "F:\ristha\89\0.3mesh-0800.dat" ...
Done.

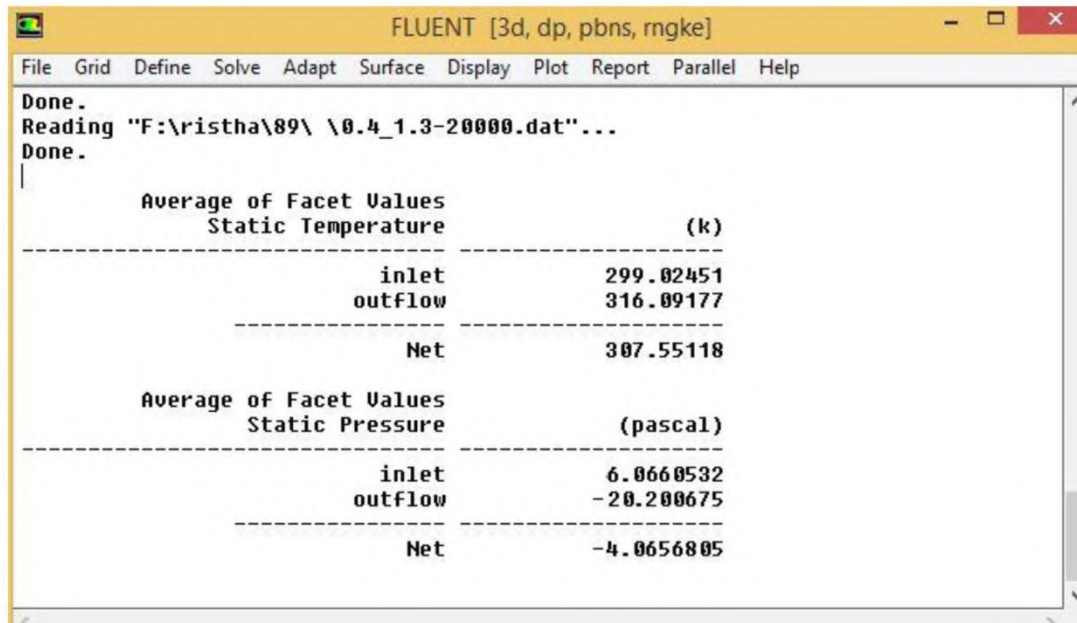
Average of Facet Values	
Static Temperature	
	(k)
inlet	299.02203
outlet	315.82733
Net	307.41516

Average of Facet Values	
Static Pressure	
	(pascal)
inlet	3.0244255
outlet	-8.5336761
Net	-2.7480755

Lampiran 3

Global properties studi numerik pada variasi jarak susun antar obstacle

a) Variasi $y/H=1.3$

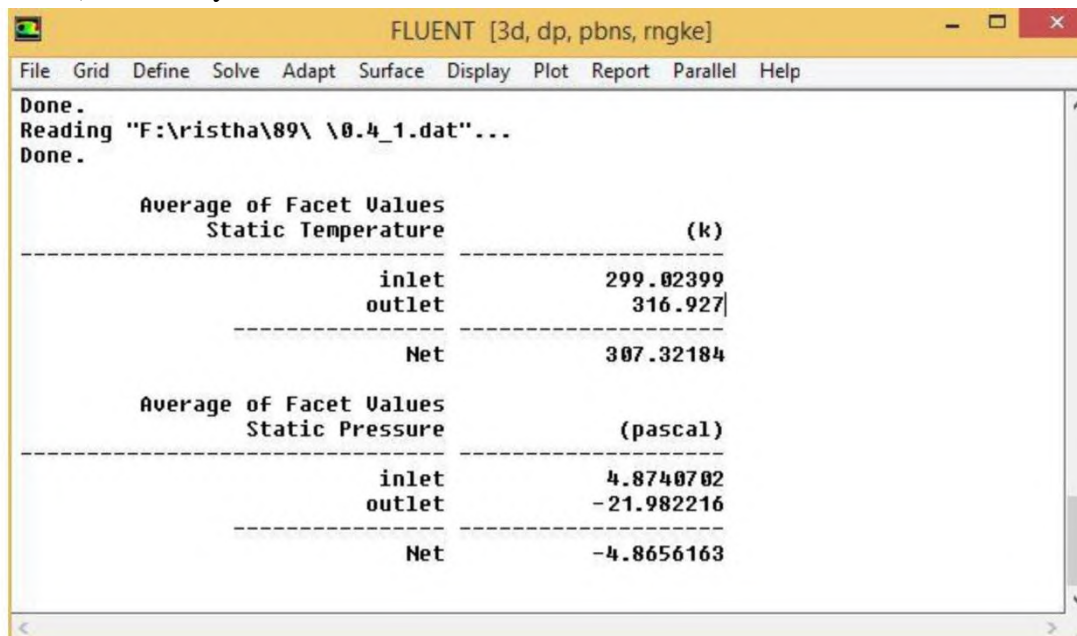


Done.
Reading "F:\ristha\89\ \0.4_1.3-20000.dat"...
Done.

Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	299.02451	
outflow	316.09177	
Net	307.55118	

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	6.0660532	
outflow	-20.200675	
Net	-4.0656805	

b) Variasi $y/H=1$

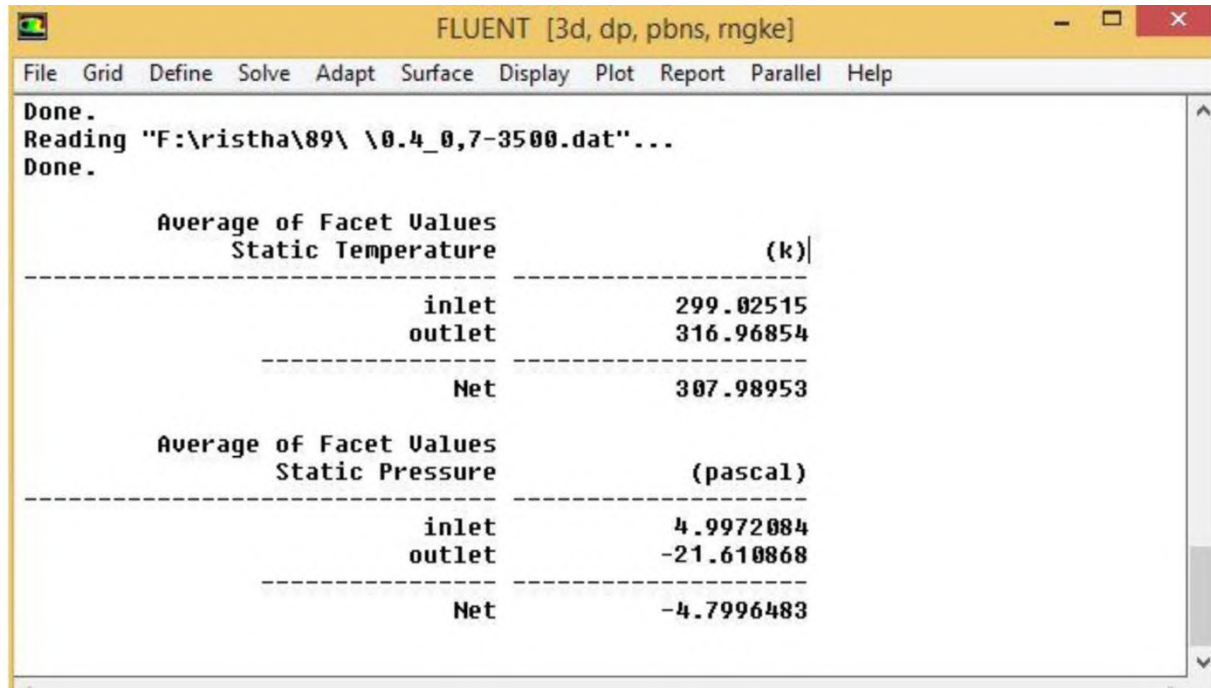


Done.
Reading "F:\ristha\89\ \0.4_1.dat"...
Done.

Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
inlet	299.02399	
outlet	316.927	
Net	307.32184	

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
inlet	4.8740702	
outlet	-21.982216	
Net	-4.8656163	

c) Variasi $y/H=0,7$



Lampiran 4

Data hasil eksperimen tanpa obstacle

Tamb	Tcg			Tabsorber (K)						Tf,in	Tf,out	Tcg,avg	Tabs,avg	ΔT (K)	ΔP (Pa)	ΔS (cm)
(K)	(K)	(K)	(K)	T1	T2	T3	T4	T5	T6	(K)	(K)	(K)	(K)			
298	303,5	309	310,9	316,4	317,3	318,7	314,4	315,3	316,8	299,0	307,16	307,80	316,48	8,2	2,08936	0,5
298	303,4	308,1	308,9	311,3	312	312,9	309,2	310	310,9	297,6	304,70	306,80	311,05	7,1	3,342976	0,8
298	302,4	307,9	308,4	310,23	310,9	312,2	308,1	309,2	310,2	298,8	305,00	306,23	309,89	6,2	5,850208	1,4
298	301,3	306,4	307,7	308,3	310,8	312,1	305,7	308,8	310,1	297,6	303,30	305,13	309,07	5,7	6,26808	1,5
298	305,69	308,5	311	316,6	318,5	321,2	314,6	316,7	319,2	301,7	310,90	308,40	317,80	9,2	1,253616	0,3
298	305,2	308,2	309,7	315,2	316	319,9	313,3	314	317,9	301,3	309,00	307,70	316,05	7,7	2,925104	0,7
298	302,2	308,1	309,5	313,7	315,6	319,86	311,7	313,7	317,86	297,7	304,40	306,60	315,40	6,7	4,596592	1,1
298	301,4	306,8	308,5	312,8	314	319,6	310,8	312	317,6	297,6	303,70	305,57	314,47	6,1	6,26808	1,5
298	307,6	315,3	317,2	320,1	322,3	324	318,1	320,4	322	302,6	312,6	313,37	321,15	10,0	2,08936	0,5
298	307,4	314,13	316,63	319,7	320,2	322,4	317,8	318,2	320,4	302,3	310,7	312,72	319,78	8,4	2,507232	0,6
298	307,3	312,9	315,4	318,5	319,5	321,8	316,5	317,5	319,8	299,96	307,36	311,87	318,93	7,4	4,17872	1
298	306,84	312,7	315,1	318,2	318,8	320,4	316,2	316,8	318,5	299,52	306,02	311,55	318,15	6,5	5,432336	1,3

Data hasil perhitungan tanpa obstacle

Intensitas Radiasi (W/m ²)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)	m dot (kg/s)	Cp (J/kg.K)	Qthermo (W/m ²)	Tf mean (K)	Qloss (W/m ²)	Eff (%)
520	2,62	1,151	0,0024	0,0073	1007,47	60,36	311,82	31,86	65,45
	3,27	1,158	0,0024	0,0092	1007,32	65,58	307,88	26,64	71,11
	3,93	1,155	0,0024	0,0110	1007,30	68,68	307,40	23,55	74,47
	4,49	1,160	0,0024	0,0126	1007,25	72,43	306,19	19,79	78,54

620	2,62	1,140	0,0024	0,0072	1007,57	67,10	314,35	42,86	61,02
	3,27	1,144	0,0024	0,0091	1007,50	70,32	312,53	39,64	63,95
	3,93	1,158	0,0024	0,0110	1007,40	74,41	309,90	35,55	67,67
	4,49	1,159	0,0024	0,0126	1007,36	77,48	309,08	32,48	70,46
720	2,62	1,136	0,0024	0,0072	1007,68	72,66	316,88	55,03	56,90
	3,27	1,140	0,0024	0,0090	1007,61	76,42	315,24	51,28	59,85
	3,93	1,149	0,0024	0,0109	1007,53	81,57	313,15	46,12	63,88
	4,49	1,152	0,0024	0,0125	1007,48	82,07	312,09	45,62	64,27

Data hasil eksperimen dengan obstacle

Tamb	Tcg			Tabsorber (K)						Tf,in	Tf,out	Tcg,avg	Tabs,avg	ΔT (K)	ΔP (Pa)	ΔS (cm)
(K)	(K)	(K)	(K)	T1	T2	T3	T4	T5	T6	(K)	(K)	(K)	(K)			
298	306,73	312,28	315,96	318,22	319,11	321,98	311,30	315,17	316,02	300,55	310,7	311,66	316,97	10,1	3,760848	0,9
298	306,00	309,78	313,91	315,60	316,58	318,69	308,97	312,29	315,17	299,75	308,0	309,90	314,55	8,2	7,521696	1,8
298	304,48	308,39	311,57	314,25	315,63	318,41	307,36	310,68	314,75	298,54	305,6	308,15	313,23	7,1	11,28254	2,7
298	302,56	308,07	311,46	308,54	309,66	317,20	307,15	310,55	312,22	297,20	303,5	307,36	310,97	6,3	14,62552	3,5
298	307,57	316,15	316,99	320,60	321,07	324,59	313,57	318,74	325,66	298,33	309,1	311,86	320,70	10,8	4,596592	1,1
298	306,78	315,69	315,80	319,06	321,31	323,40	310,46	316,69	323,17	299,23	307,9	311,23	319,01	8,7	7,103824	1,7
298	306,74	314,82	315,73	318,82	319,30	322,25	310,07	315,30	322,69	300,00	308,0	310,78	317,92	8,0	11,28254	2,7
298	306,15	314,60	315,49	314,14	315,37	318,11	309,09	314,31	316,65	300,00	307,3	310,37	314,61	7,3	14,20765	3,4
298	312,16	318,53	319,18	331,42	334,88	337,51	317,68	325,69	331,84	301,25	312,7	316,62	329,83	11,4	5,014464	1,2
298	309,50	316,40	316,47	329,48	332,60	336,07	317,10	323,57	330,05	297,76	307,0	312,95	328,14	9,2	7,103824	1,7
298	309,43	314,67	316,20	329,21	330,83	335,19	315,13	322,19	327,40	298,15	306,2	313,43	326,66	8,1	11,28254	2,7
298	308,74	313,28	314,78	328,95	330,35	335,07	314,22	320,24	324,20	298,03	305,5	312,27	325,50	7,5	14,20765	3,4

Data hasil perhitungan dengan obstacle

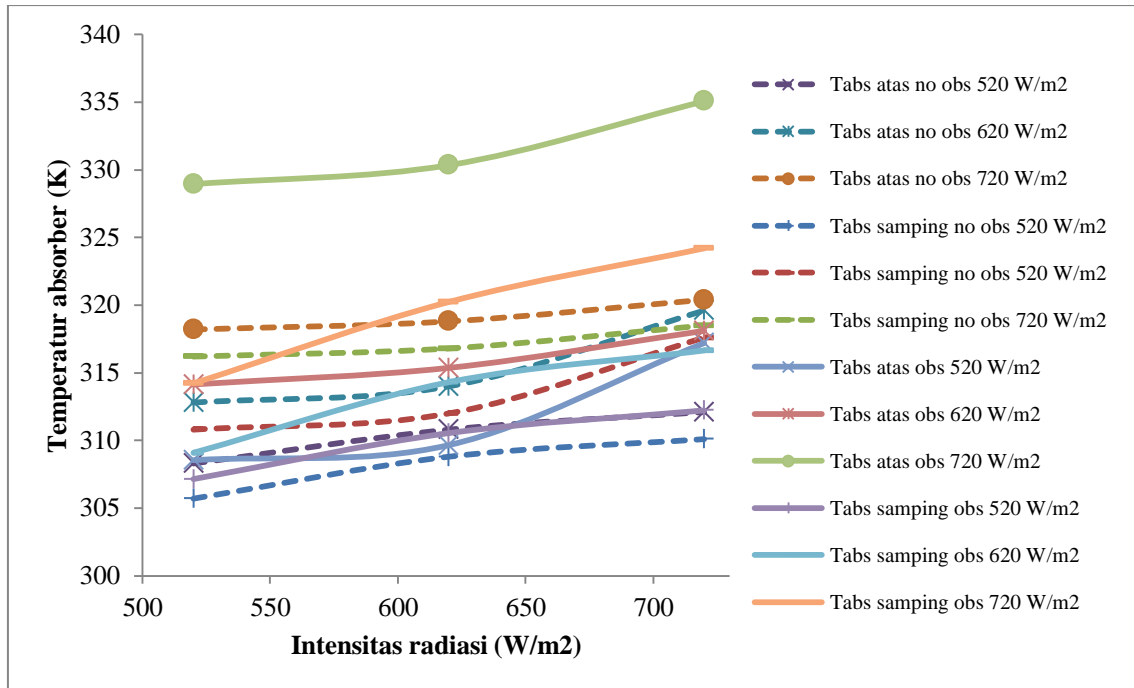
Intensitas Radiasi (W/m ²)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	A (m ²)	m dot (kg/s)	Cp (J/kg.K)	Qthermo (W/m ²)	Tf mean (K)	Qloss (W/m ²)	Eff (%)
520	2,62	1,1512	0,0024	0,0073	1007,22	74,33	305,60	80,60	17,89
	3,27	1,1576	0,0024	0,0092	1007,15	75,73	303,85	82,12	16,49
	3,93	1,1551	0,0024	0,0110	1007,08	78,63	302,09	85,26	13,59
	4,49	1,1599	0,0024	0,0126	1007,01	80,04	300,35	86,79	12,18
620	2,62	1,1404	0,0024	0,0072	1007,15	78,73	303,73	71,60	31,23
	3,27	1,1443	0,0024	0,0091	1007,14	79,42	303,58	72,23	30,54
	3,93	1,1579	0,0024	0,0110	1007,16	88,82	304,00	80,78	21,14
	4,49	1,1592	0,0024	0,0126	1007,15	92,70	303,65	84,31	17,26

720	2,62	1,1361	0,0024	0,0072	1007,28	82,80	306,95	64,84	44,89
	3,27	1,1398	0,0024	0,0090	1007,09	83,65	302,36	65,51	44,04
	3,93	1,1492	0,0024	0,0109	1007,09	89,25	302,20	69,89	38,45
	4,49	1,1522	0,0024	0,0125	1007,07	94,66	301,78	74,13	33,04

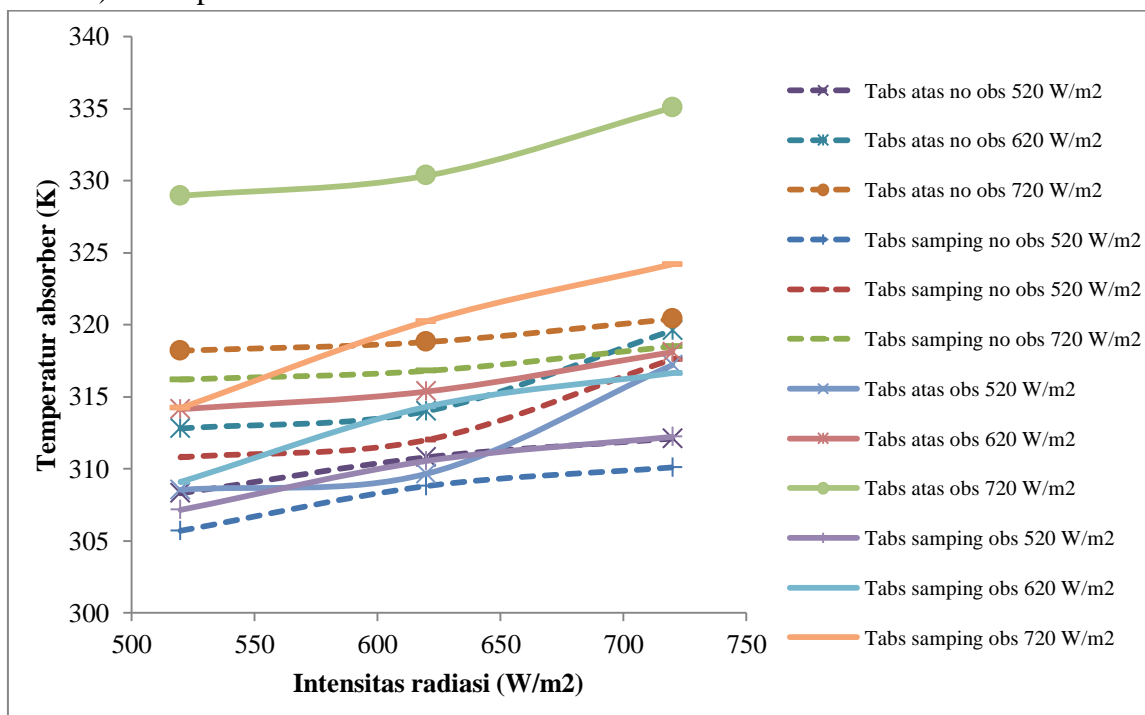
Lampiran 5

Grafik temperature *absorber* pada masing-masing variasi intensitas

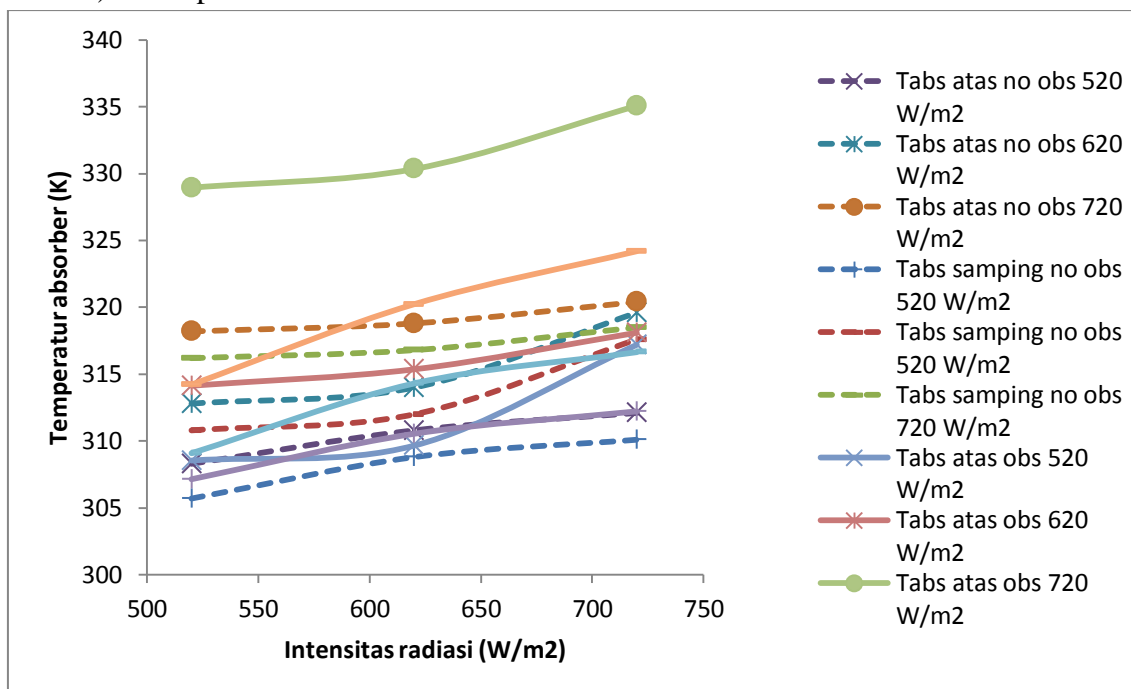
a) Kecepatan 2.26 m/s



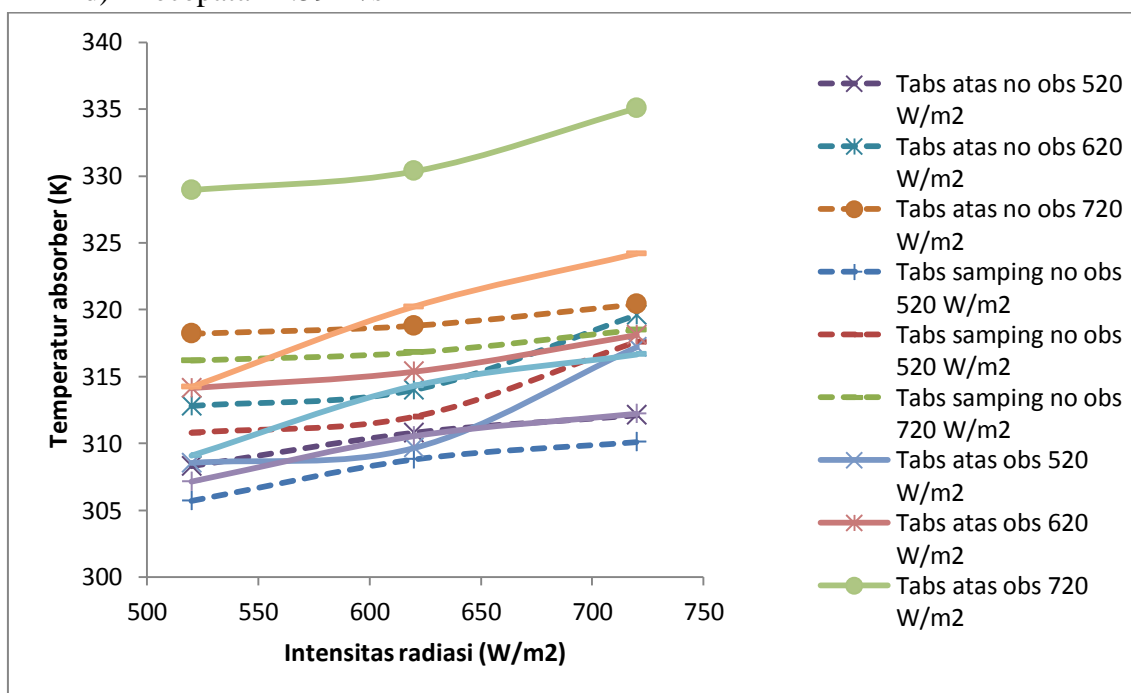
b) Kecepatan 3.27 m/s



c) Kecepatan 3.93 m/s



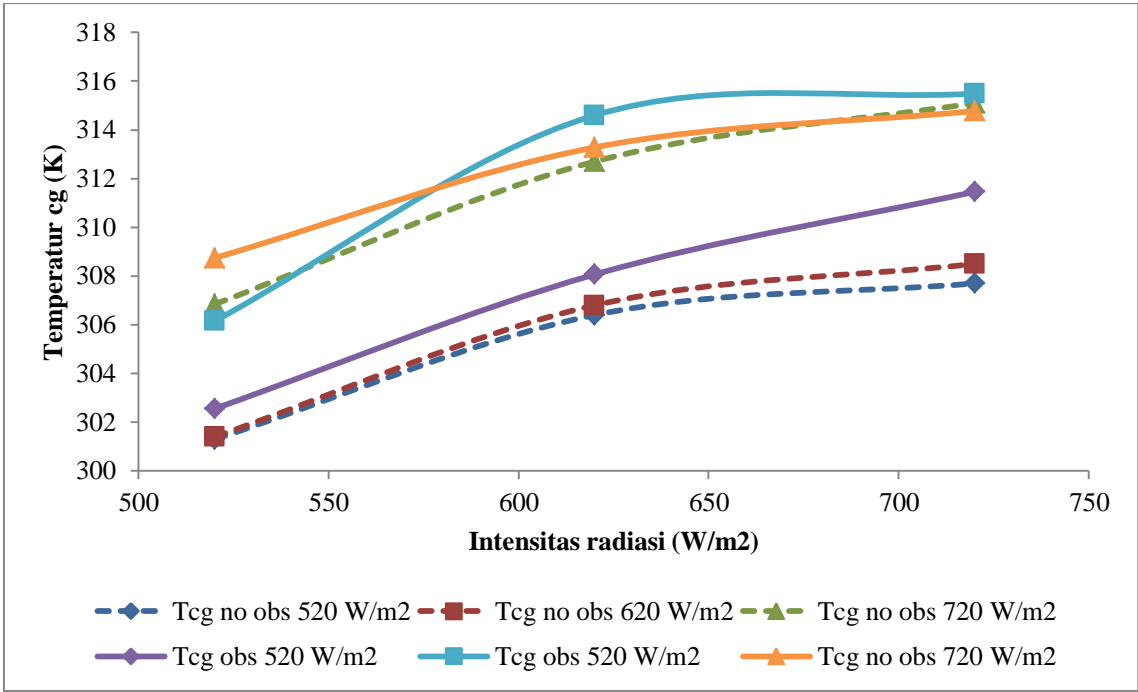
d) Kecepatan 4.59 m/s



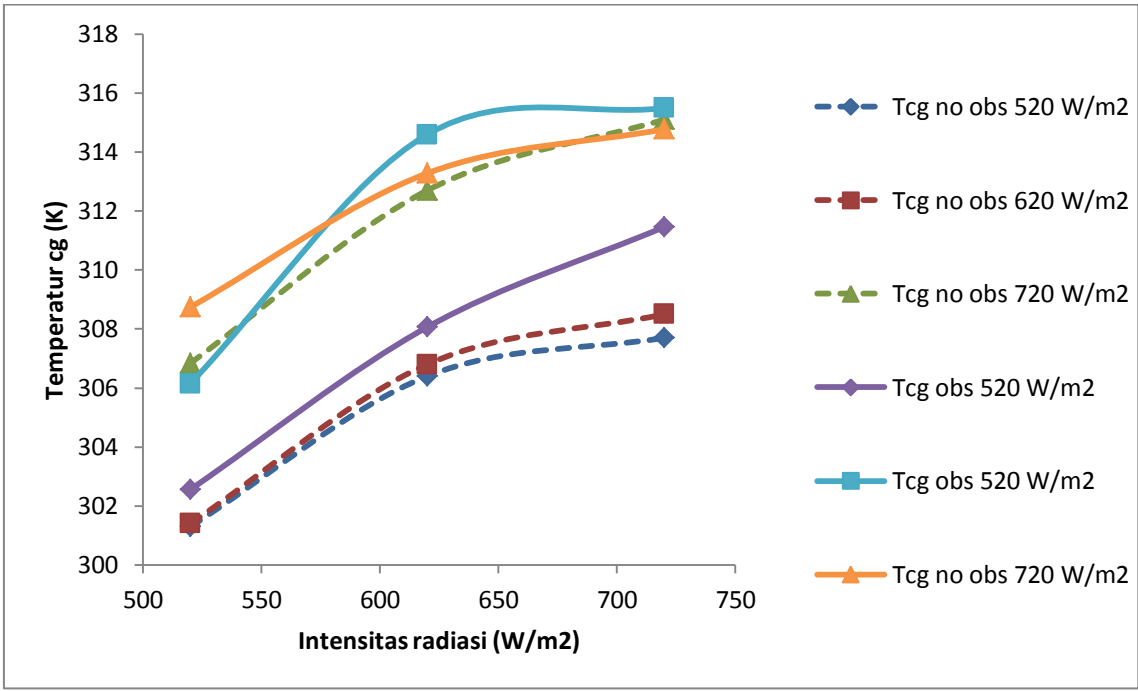
Lampiran 6

Grafik temperature *cover glass* pada masing-masing variasi intensitas

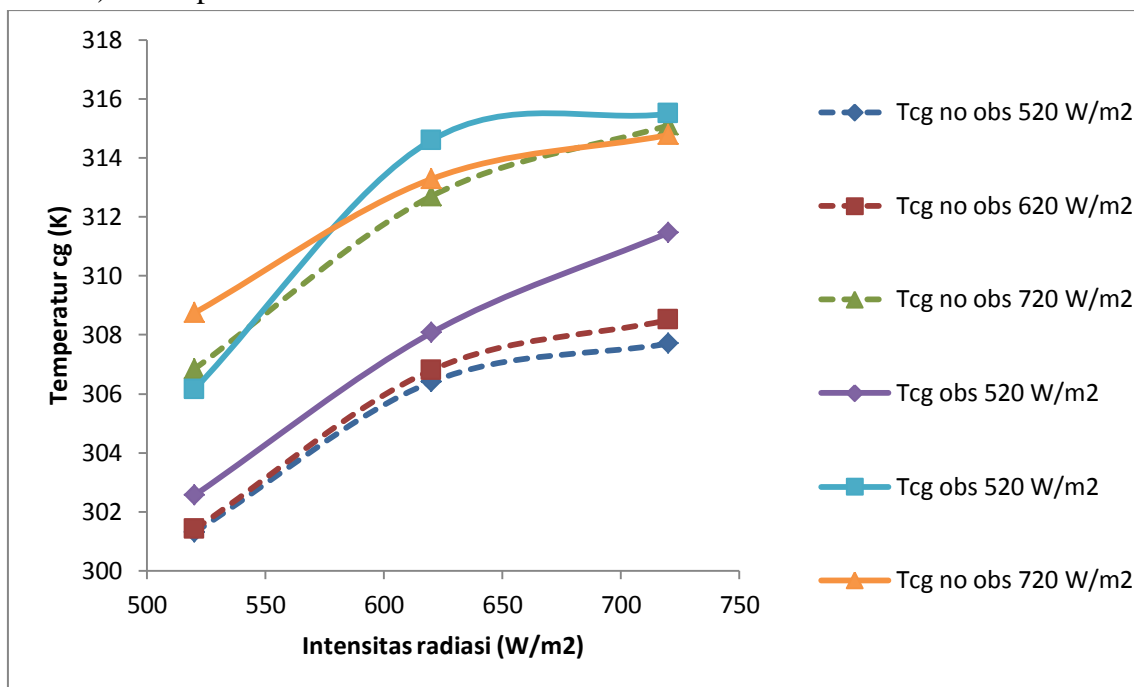
a) Kecepatan 2.26 m/s



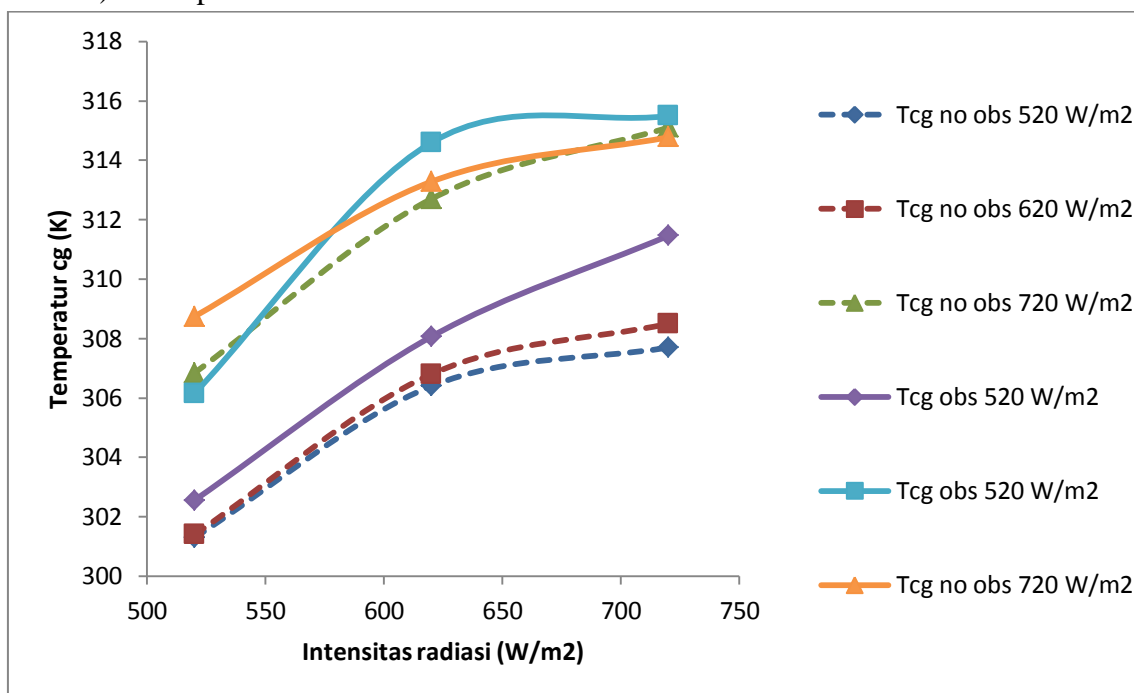
b) Kecepatan 3.27 m/s



c) Kecepatan 3.93 m/s



d) Kecepatan 4.59 m/s



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Beberapa tahap rangkaian penelitian telah dilakukan, yaitu yang terdiri dari pra desain, simulasi numerik dan eksperimen. Pra desain dilakukan untuk memperoleh dimensi optimum dari trapezoidal sebagai plat penyerap secara perhitungan matematis. Serta untuk mendapatkan dimensi dan jarak antar *obstacle* yang disusun secara inline dengan menggunakan simulasi numerik. Simulasi numerik ini menggunakan Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26 sebagai software utama dalam pengerjaannya. Selanjutnya dilakukan eksperimen secara artificial dengan menggunakan dimensi trapezoidal dan *absorber* yang diperoleh dari rangkaian penelitian sebelumnya. Dari simulasi numerik pada plat *absorber* berbentuk trapezoidal dengan sudut kaki 89° , dengan fluida kerja berupa udara didapatkan:

- Hasil terbaik diantara variasi dimensi *obstacle* tipe 0.5; 0.4 dan 0.3 adalah 0.4. Besar nilai effectiveness dari *obstacle* tersebut adalah sebesar 2.08, nilai tersebut merupakan nilai tertinggi diantara *obstacle* yang lain.
- *Obstacle* dengan variasi jarak susun antar *obstacle* (y/H) 0.7; 1 dan 1.3, yang terbaik adalah variasi $y/H = 1$. Besar nilai effectiveness adalah sebesar 2.19 dan merupakan nilai tertinggi diantara variasi yang lainnya. Sehingga *obstacle* yang akan digunakan pada tahap selanjutnya yaitu secara eksperimen adalah menggunakan *obstacle* dengan tipe dimensi 0.4 dan variasi $y/H = 1$
- Distribusi temperatur menunjukkan kenaikan temperatur fluida udara di dalam saluran, baik tanpa *obstacle* maupun dengan penambahan *obstacle*. Begitu pula dengan distribusi tekanan yang menunjukkan semakin besar dimensi *obstacle* dan semakin rapat jarak susun antar *obstacle*, maka semakin besar *pressure drop* yang diperoleh.

Penelitian secara eksperimen dengan menggunakan 4 variasi kecepatan (2.62 m/s, 3.27 m/s, 3.93 m/s dan 4.59 m/s) dan 3 variasi intensitas (520 W/m^2 ; 620 W/m^2 dan 720 W/m^2) secara keseluruhan menunjukkan bahwa:

- Kenaikan temperatur udara merupakan perpindahan dari plat penyerap ke fluida kerja. Kenaikan temperatur terbesar adalah sebesar $11,4^{\circ}\text{K}$ pada intensitas radiasi tertinggi. Serta *pressure drop* dengan nilai sebesar 14.63 Pa merupakan *pressure drop* terendah.
- Semakin rendah intensitas radiasi, serta semakin tinggi kecepatan fluida kerja yang masuk saluran maka efisiensi kolektor surya semakin tinggi pula. Nilai efisiensi tertinggi adalah sebesar 86,8%. Hal ini dikarenakan pada intensitas yang rendah, Q_{loss} yang dihasilkan relatif rendah, namun $Q_{usefull}$ yang diperoleh tinggi. Dan jika dibandingkan dengan saluran yang tanpa *obstacle*, penambahan *obstacle* di dalam saluran memberikan perubahan yang signifikan untuk efisiensi yang dihasilkan. Dengan intensitas dan kecepatan yang sama besar efisiensi kolektor surya tanpa *obstacle* adalah sebesar 78.5%.

5.2 Saran

Beberapa hal yang perlu diteliti lebih lanjut diantaranya adalah:

- Untuk studi numerik baiknya lebih banyak memvariasikan susunan *obstacle* sehingga didapatkan efisiensi kolektor yang lebih tinggi
- Saat eksperimental lebih diperhatikan hal-hal yang dapat mengurangi efisiensi kolektor. Diantaranya seperti menggunakan kaca yang dengan transmisivitas yang tinggi dan memberi lapisan pada plat dengan nilai absorptivitas yang tinggi.

DAFTAR PUSTAKA

Abene, A., Dubois, V., Le Ray, M. & Oagued, A., 2004. Study of a solar air flat plate collector: use of obstacle and application for the drying of grape. Journal of food engineering, Volume 65, pp 15-22.

Ardiansyah, R, 2010. Studi eksperimental performansi kolektor surya absorber gelombang tipe-V.

ASHRAE 93-1986, 1986. Method of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collector. Atlanta: ASHRAE.

Cengel, Y. A., 2003. Heat Transfer: A Practicall Approach.2nd Edition ed. S.I: McGraw Hill

Duffie, J. A., 1991. Solar Engineering Of Thermal Processes, 2nd ed. s.1.:John Wiley & Sons, Inc.

Handoyo, Ekadewi, 2014. Experimental Studies on a Solar Air Heater Having V-Corrugated Absorber Plate with Obstacles Bent Vertically. Applied Mechanics and Materials Vol. 493 (2014) pp 86-92.

Incropera, F. P. & DeWitt, D. P,2002. Fundamental of Heat Transfer.5th edition S.1:John Wiley & Sons.

Ivanova, D. & Andonov, 2000. K. Analytical and experimental study of combined fruit and vegetable dryer. Energi conversion and management 42 (2001) pp 975-983.

Jin Dongxu, et al, 2015. Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in solar air heater duct with v-shaped ribs on absorber plate.

Kalogirou, S. A, 2004. Solar Thermal Collectors ang Applications, Progress in Energy and Combustion Science, Volume 30,p. 231-295

Karim, M.A & Hawleder, M. N. A., 2006. Performance Investigation of Flat Plate, V-Corrugated and finned air collector. Energy 31, pp 452-470

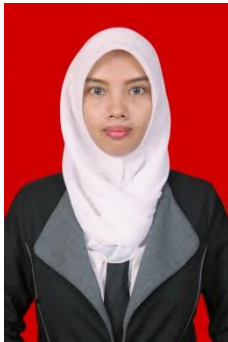
Mehta, R. D. & Bradshaw, P., 1979. Technical Notes – Design rules for small low speed wind tunnels. The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society.

Ozgen, F., Esen, H., 2009. Experimental investigation of thermal performance of double-flow solar air heater having aluminium cans. Renewable Energy, Volume 30, pp.2594-2601.

Yadav, A. S., 2013. A CFD (computational fluid dynamics) based heat transfer and fluid flow analysis of a solar air heater provided with circular transverse wire rib roughness on the absorber plate.

V. Gnielinski. New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. International Chemical Engineering 16 (1967), pp.359-368.

BIOGRAFI



Penulis lahir di Mojokerto pada tanggal 31 Desember 1990. Pendidikan yang telah ditempuh diantaranya yaitu taman kanak-kanak, SDN, SMPN, SMAN di daerah Mojokerto. Setelah lulus SMAN penulis melanjutkan pendidikan di jenjang perkuliahan S1 jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya melalui jalur SPMB. Pendidikan S1 ditempuh selama 4 tahun dengan beasiswa dari Angkasa Pura I. Setelah menyelesaikan studi S1, penulis langsung melanjutkan jenjang S2 di ITS. Penulis mempunyai satu orang anak saat menyelesaikan thesis ini. Apabila ingin berkomunikasi dengan penulis, dapat menghubungi lewat alamat email ata.aristha31@gmail.com